

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN ACTUAL DE UNA
MAESTRANZA Y SU AMPLIACIÓN PARA CLIMATIZAR EN ÉPOCA DE
VERANO.**

Memoria para optar al Título de Ingeniero
de Ejecución en Mecánica.

Profesor Guía:
Sr. LUIS CERDA MISKULINI

JUAN ESTEBAN SANTOS JARA
HELIO HERNAN SANTOS JARA

CONCEPCIÓN - CHILE

2013

ÍNDICE.

	Pj
CAPÍTULO I ANTECEDENTES GENERALES.	
1.1. Introducción.....	01
1.2. Planteamiento del problema.....	02
1.2.1. Origen del tema.....	02
1.2.2. Justificación.....	02
1.3. Objetivos.....	03
1.3.1. Objetivo general.....	03
1.3.2. Objetivos específicos.....	03
CAPÍTULO II DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.	
2.1. Componentes.....	16
2.1.1. Sala de calderas.....	16
2.1.2. Sala de climatización.....	16
2.1.3. Maestranza.....	17
CAPÍTULO III DESCRIPCIÓN ESTRUCTURAL DE LA MAESTRANZA.	
3.1. Distribución de la maestranza.....	17
3.2. Descripción de los materiales.....	18
3.2.1. Paredes laterales.....	19
3.2.2. Puertas.....	20
3.2.3. Piso.....	21
3.2.4. Techo.....	21
3.2.5. Dimensiones de la maestranza.....	23
CAPÍTULO IV DATOS DEL PROYECTO.	
4.1. Condiciones climáticas interiores.....	24
4.2. Condiciones climáticas exteriores.....	24
4.2.1. Invierno.....	24
4.2.2. Verano.....	24
4.3. Iluminación y equipos.....	25
4.4. Personas.....	25
CAPÍTULO V CÁLCULOS DE CARGAS TÉRMICAS.	
5.1. Condiciones de cálculo y diseño.....	26
5.1.1. Resistencia a la convección interior.....	26

5.1.2. Resistencia a la convección exterior.....	27
5.2. Cálculo de transferencia de calor.....	27
5.2.1. Coeficiente global de transferencia de calor para pared de hormigón.....	28
5.2.2. Coeficiente global de transferencia de calor para pared compuesta de poliestireno.....	28
5.2.3. Coeficiente global de transferencia de calor para puerta.....	29
5.2.4. Coeficiente global de transferencia de calor para techo zincalum, poliuretano...	29
5.2.5. Coeficiente global de transferencia de calor para techo policarbonato-aire.....	30
5.2.6. Cálculo de pérdidas de calor en invierno.....	30
5.3. Análisis para condiciones de diseño usando software EES.....	33
5.4. Ensayos experimentales.....	35
5.4.1. Ensayo N°1.....	36
5.4.2. Ensayo N°2.....	38
5.5. Análisis en condiciones de operación usando software EES.....	40
5.6. Cálculo de cargas térmicas para la condición de verano.....	42
5.6.1. Ganancias por convección y conducción.....	42
5.6.2. Ganancias por infiltración de aire caliente.....	43
5.6.3. Ganancias producidas por personas, luces y equipos.....	45
5.6.3.1 Ganancias producidas por las personas.....	45
5.6.3.2 Ganancias producidas por el alumbrado.....	45
5.6.3.3. Ganancias producidas por equipos.....	45
5.6.5. Ganancias por radiación por muros, techos y ventanas.....	47
CAPÍTULO VI SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ESTUDIO ECONÓMICO.....	58
6.1. Generalidades.....	58
6.2. Datos de diseño para verano.....	58
6.3. Datos del equipo seleccionado.....	59
6.4. Principales características del chiller.....	60
6.5. Funcionamiento del sistema.....	62
6.6. Costos de inversión del chiller.....	63
6.7. Costos de instalación del chiller.....	64
6.8. Costos de energía y operación para verano con chiller.....	64
6.9. Costos de energía y operación del sistema actual.....	65

6.10. Costos de energía y operación con bomba de calor.....	66
6.11. Costos totales de inversión.....	67
6.12. Evaluación económica anual para reemplazar caldera por bomba de calor.....	68
6.13. Instalación del equipo.....	70
CAPÍTULO VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	71
7.1. Recomendaciones.....	71
7.2. Conclusiones.....	75
BIBLIOGRAFÍA.....	77

ANEXO "A" TABLAS UTILIZADAS EN CARGAS TÉRMICAS Y PÉRDIDAS DE CARGA DEL CIRCUITO

ANEXO "B" DATOS HISTÓRICOS DE MAESTRANZA DE TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA Y DATOS METEOROLÓGICOS EXTERIORES.

ANEXO "C" PROGRAMA SOFTWARE EES.

ANEXO "D" CÁLCULOS DE GANANCIAS DE CALOR.

ANEXO "E" CATÁLOGO DE CHILLER SELECCIONADO.

CAPÍTULO I ANTECEDENTES GENERALES.

1.1. Introducción.

Desde el origen de los tiempos el ser humano se ha ligado íntimamente a la naturaleza, y uno de los principales obstáculos fueron y siguen siendo los cambios climáticos. Tales cambios se producen a muy diversas escalas de tiempo, y con ellos una gran variedad de cambios meteorológicos, como temperatura, presión atmosférica, humedad relativa, precipitaciones, nubosidad, etc.

Sin embargo los seres humanos han desarrollado grandes avances en los temas de climatización, dando a espacios cerrados las condiciones de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y, a veces, también de presión, necesarias para el bienestar de las personas y/o la conservación de productos, equipos, etc.

Estos sistemas de climatización han resultado ser un factor primordial para toda empresa, ya sea por confort térmico y/o por mantener equipos en buenas condiciones de operatividad y disponibilidad.

En general los sistemas de climatización son de tres tipos: aire-aire; aire-agua y agua-agua. Su elección dependerá de la necesidad que se desee satisfacer, teniendo en cuenta una infinidad de factores: uso del local, ubicación geográfica, costos de inversión, consumos de energía, impacto ambiental, eficiencia energética, etc. Éste último factor resulta ser primordial ya que depende de la demanda energética de la climatización.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

1.2.1. Origen del tema.

En una maestranza se encuentran pañoles de equipos electrónicos, laboratorios y oficinas, donde se prioriza el buen estado de los equipos antes del confort térmico del personal, aunque los rangos exigidos de temperatura y humedad relativa no son inadecuadas para las personas.

El sistema instalado no cuenta con un control, ni registro de temperatura y humedad relativa en la actualidad, lo que hace que funcione discontinuamente, siendo perjudicial para el correcto funcionamiento y conservación del equipamiento.

El sistema actual sólo calefacciona en invierno y en verano no posee un sistema para enfriamiento del aire. Como las ganancias de calor en esta época producen temperaturas superiores a la permisible es necesario implementar un sistema de enfriamiento que garantice la confiabilidad de los equipos en toda época del año.

1.2.2. Justificación.

La generación de energía de calefacción en la maestranza resulta fundamental para lograr las condiciones deseadas de temperatura y humedad relativa durante las estaciones frías y de alta humedad de la zona en que se encuentra este recinto (Talcahuano). Sin embargo las condiciones interiores en verano sobrepasan los límites de temperaturas establecidos según manuales de uso y conservación de los equipos y materiales que allí se encuentran, lo anterior según registros de temperatura y humedad relativa adjuntado en anexo "A". Por tal razón es necesario efectuar un análisis técnico – económico para este proceso, con la finalidad de establecer un parámetro cuantitativo acerca de las modificaciones a implementar.

1.3. Objetivos.

1.3.1. Objetivo general.

Evaluar técnicamente el sistema de calefacción instalado y ampliación de un sistema de enfriamiento para época de verano, en una maestranza.

1.3.2. Objetivos específicos.

1. Estudiar el proceso de climatización actual de una maestranza y proponer mejoras, si éstas proceden.
2. Diseñar un sistema y seleccionar equipos, para acondicionar la maestranza en época de verano.
3. Evaluación de costos de las implementaciones del proceso de climatización para toda época del año.

CAPÍTULO II DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

El sistema de calefacción actual está separado en tres sectores, que son: sala de caldera, sala de climatización y maestranza, tal como se ilustra en las figura 2.1. y 2.2.

- Sala de calderas

En esta sala se encuentran dos calderas independientes unidas en paralelo al circuito, las cuales funcionan con un quemador y una bomba cada una. Normalmente funciona una sola caldera con su quemador y bomba, la cual circula el agua caliente a dos radiadores. Figuras 2.3, 2.4 y 2.5.

- Sala de climatización:

Esta sala se encuentra ubicada en el segundo piso de un edificio construido de hormigón armado, quedando a la misma altura con el ducto de aire que entra a la maestranza. Esta sala está separada en tres sectores por donde circula el aire; entrada de aire con sus respectivos filtros, radiador y ventilador. Figura 2.6.

- El aire de entrada al climatizador puede ser; de retorno de aire caliente desde la maestranza, de aire exterior o mezcla de ambos. Este sistema trabaja con el 100% de aire recirculado absorbido por el ventilador, protegido por una pared de filtros de aire en el interior de la sala antes del radiador y filtros en las compuertas donde puede entrar aire exterior. Figura 2.7.
- El climatizador posee dos radiadores por donde circula agua caliente proveniente de la caldera. Los radiadores se encuentran en el sector intermedio de la sala de climatización, con el objeto de entrar en contacto con el aire que circula en este sector, para aumentar la temperatura y disminuir el porcentaje de humedad relativa del aire. Figura 2.8.
- El climatizador posee un ventilador que se encuentra a continuación del radiador, el cual aspira el aire caliente proveniente de los radiadores, para luego impulsarlo por ductos al recinto.

- Maestranza

En este recinto se encuentra la distribución de los ductos con sus bocas de aire de impulsión (Figura 2.9. y figura 2.10.) y además un ducto con boca por donde retorna el aire al climatizador (100% recirculado). Figura 2.11.

En el proceso, se enciende una caldera y simultáneamente la bomba de recirculación. Donde se eleva la temperatura del agua alcanzando 82 °C.

El agua caliente se traslada desde la sala de caldera por medio de cañerías aisladas a un radiador, ubicado en la sala de climatización, el que transfiere el calor del agua al aire y luego retorna a la caldera con una menor temperatura.

El ventilador se enciende una vez que la caldera esté a régimen, para impulsar el aire que pasa por el radiador antes de entrar por ductos y difusores distribuidos en la maestranza, y así poder lograr el aumento de temperatura del aire en el interior del recinto, como también disminuir la humedad relativa.

El aire es recirculado por un ducto desde el interior de la maestranza hasta la sala de climatización para nuevamente ponerse en contacto con el radiador y así aprovechar la temperatura de éste para aumentar el rendimiento del sistema.

Cabe señalar que el interior de la maestranza se encuentra dividido por paneles hasta 2,5 m de altura, pero no posee cielo falso, solo está protegido con el techo.

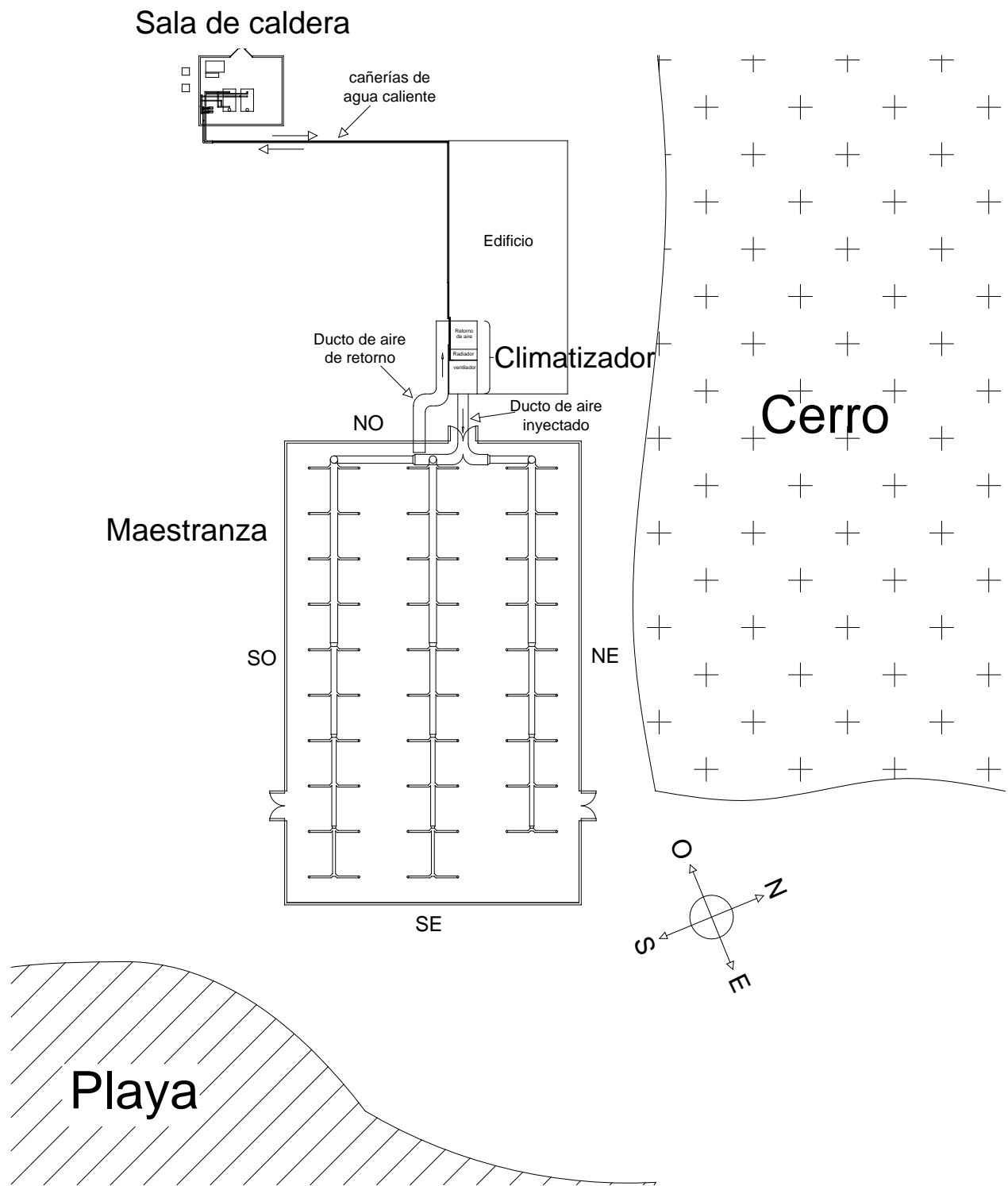


Fig. 2.1. Vista aérea general del sistema.



Fig. 2.2. Distribución de ductos al interior de la maestranza.

Sala de caldera

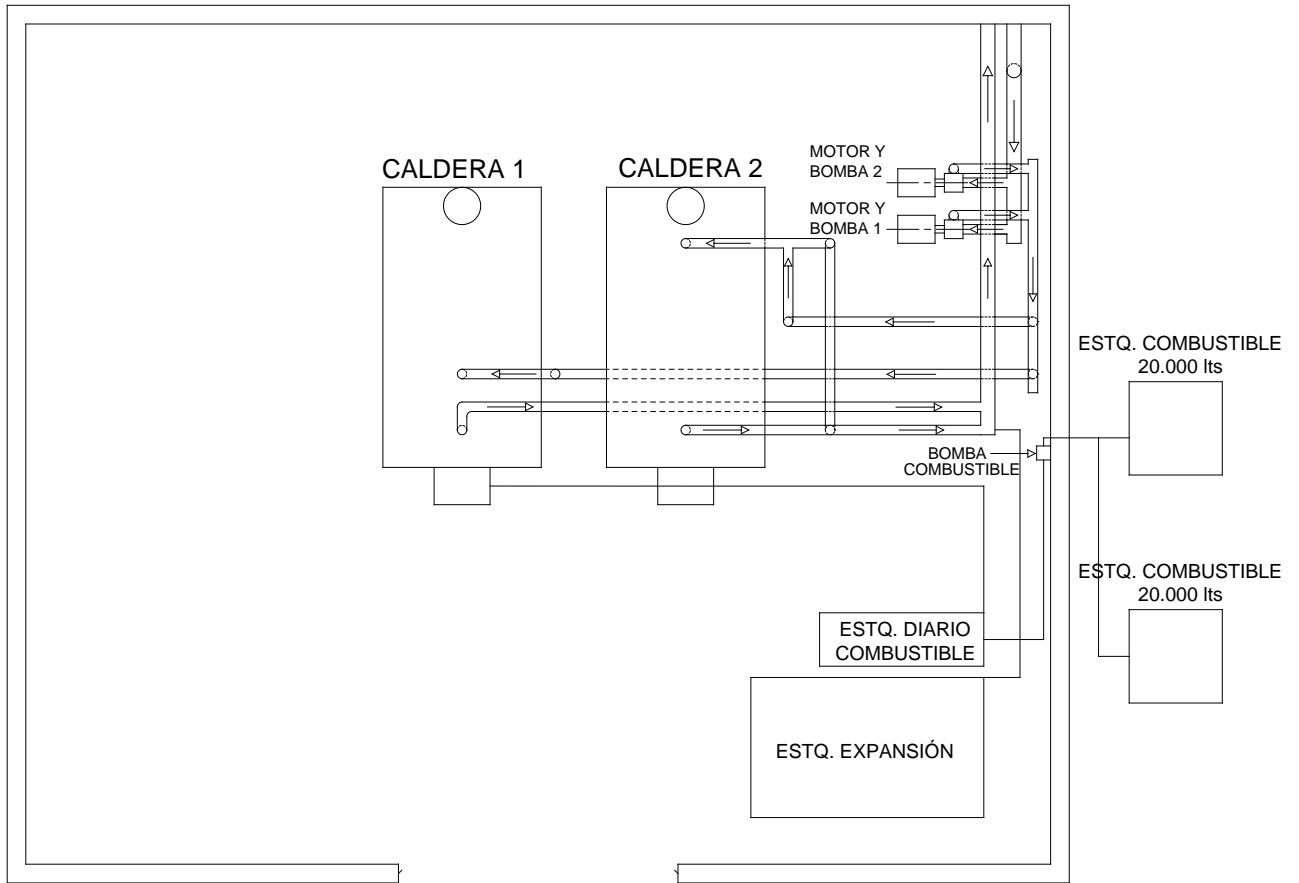


Fig. 2.3. Vista aérea de la sala de caldera.

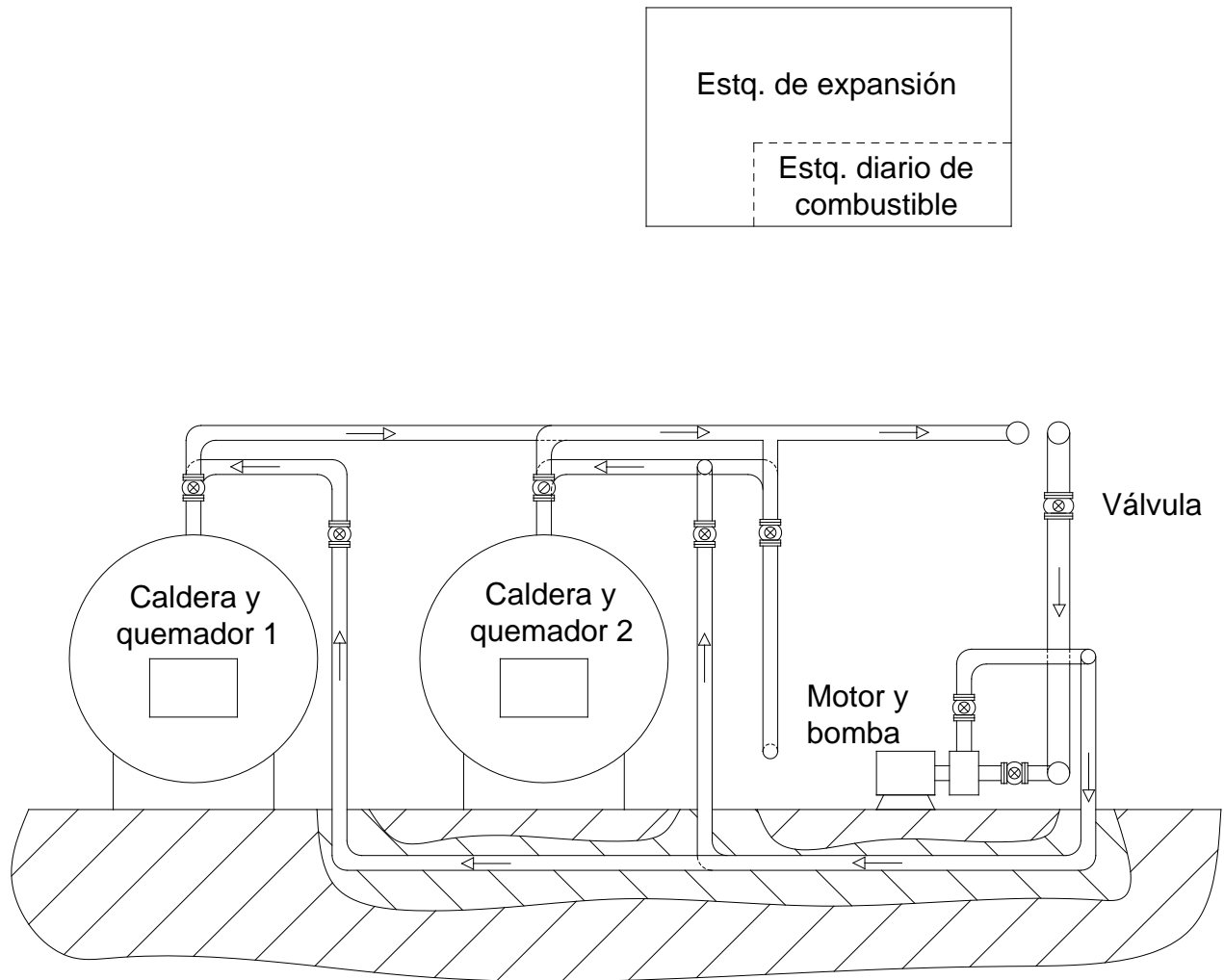


Fig.2.4. Vista frontal de la sala de caldera.



Figura 2.5. Sala de calderas.

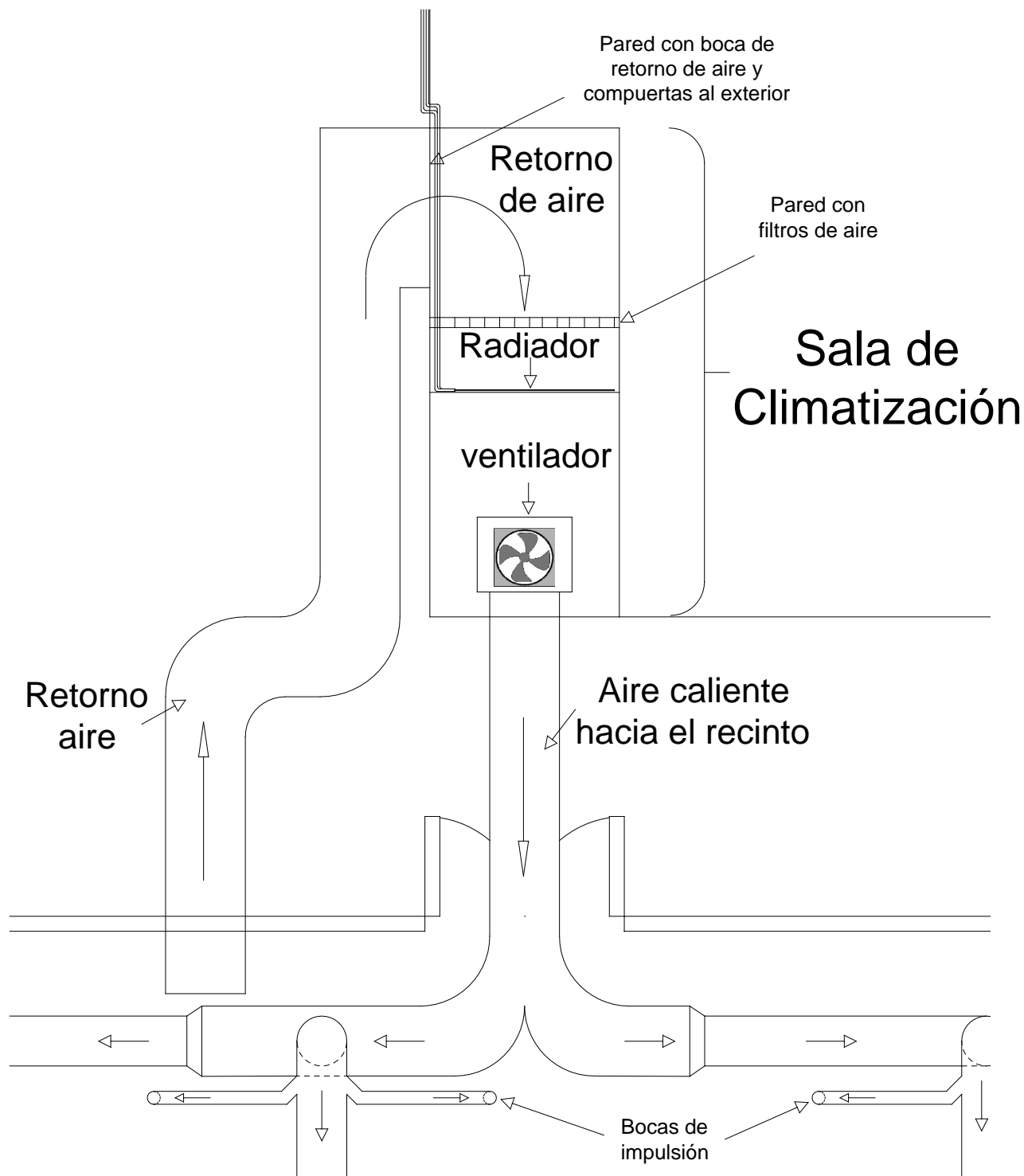


Figura 2.6. Vista aérea del climatizador.



Figura 2.7. Climatizador, retorno del aire y filtros.



Figura 2.8. Climatizador, radiadores.



Figura 2.9. Ductos exteriores de aire al recinto.

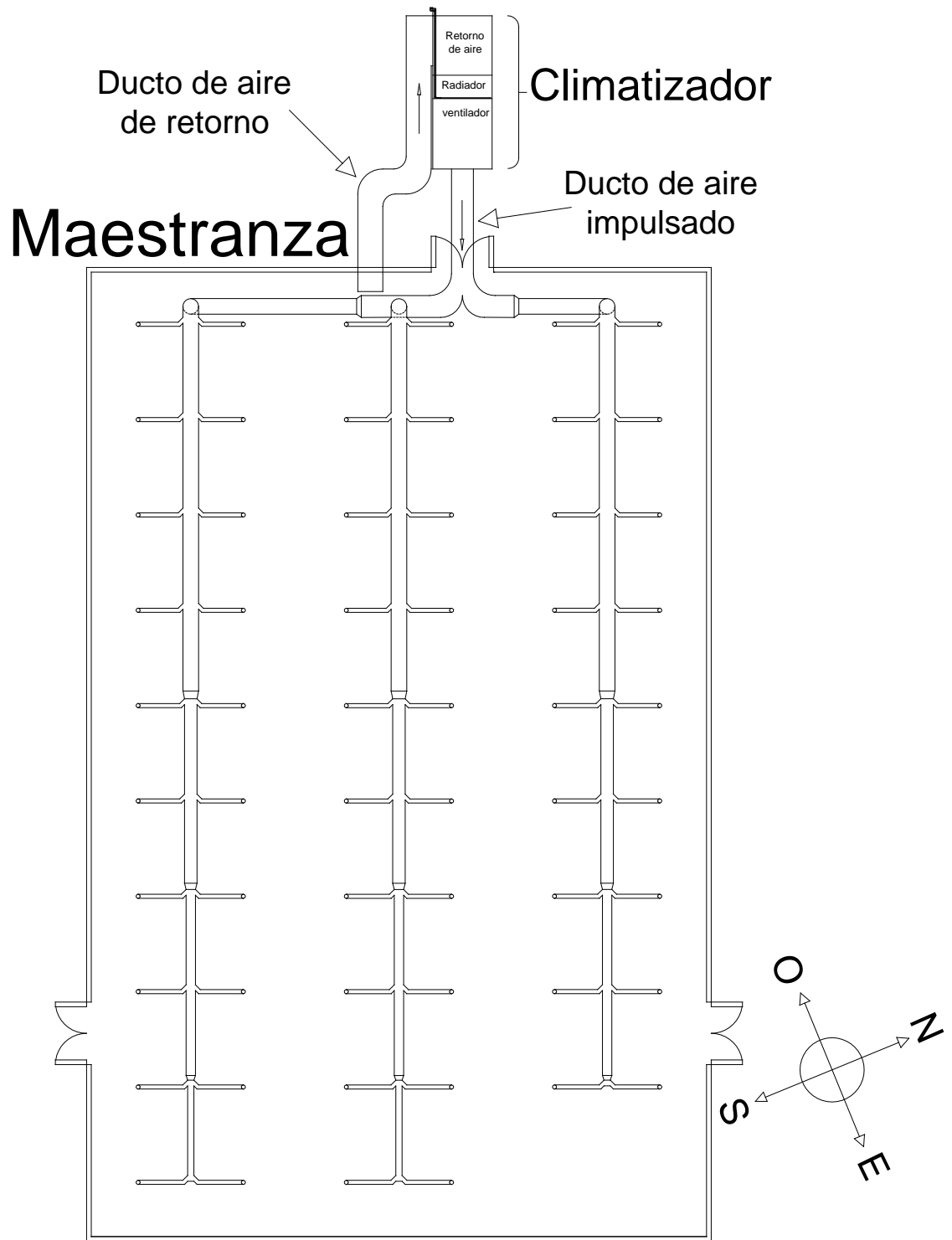


Figura 2.10. Vista aérea de los ductos de aire.



Figura 2.11. Boca de succión del aire recirculado.

2.1. Componentes.

2.1.1. Sala de calderas.

Caldera pirotubular N°1

Marca Dueik, modelo D3PW-80-75-0
Superficie de calefacción 37 m²
Potencia térmica 660.000 kcal/h
Presión de diseño 75 psi
Quemador marca Riello RL-100
Bomba de petróleo marca Suntec
Motor eléctrico marca Lafert
Controlador de bajo nivel de agua
Dos válvulas de seguridad y manómetro 0 a 60 psig
Combustible, petróleo Diésel

Caldera pirotubular n°2

Marca Assler, modelo T-122-E
Potencia térmica 550.000 kcal/hora
Superficie de calefacción 36 m²
Presión de diseño 30 psig
Quemador marca Saint Andrea OSA 45
Bomba de petróleo modelo VD4RL2
Motor eléctrico marca Simmel
Combustible, petróleo Diésel

Además ambos equipos poseen para su funcionamiento lo siguiente:

Dos estanques de petróleo, en el exterior de la sala de caldera de 20.000 lts cada uno.
Un estanque diario de petróleo de 500 lts al interior de la sala de caldera.
Un equipo ablandador de agua marca Cotaco.
Una bomba de trasvasije de combustible.
Un estanque de expansión de 2.800 lts.
Dos bombas de recirculación de agua caliente

2.1.2. Sala de climatización.

Un ventilador centrifugo.
Un intercambiador de calor (radiador).
Sala de retorno de aire caliente y compuertas para absorber aire del exterior.
Pared con filtros de aire y filtros de aire en el radiador.

2.1.3. Maestranza

Ductos de impulsión del aire y ducto de absorción del aire.

CAPÍTULO III DESCRIPCIÓN ESTRUCTURAL DE LA MAESTRANZA.

3.1. Distribución de la maestranza.

Este recinto está dividido por pañoles, laboratorios y oficinas, los que están separados por paredes sin techo falso.

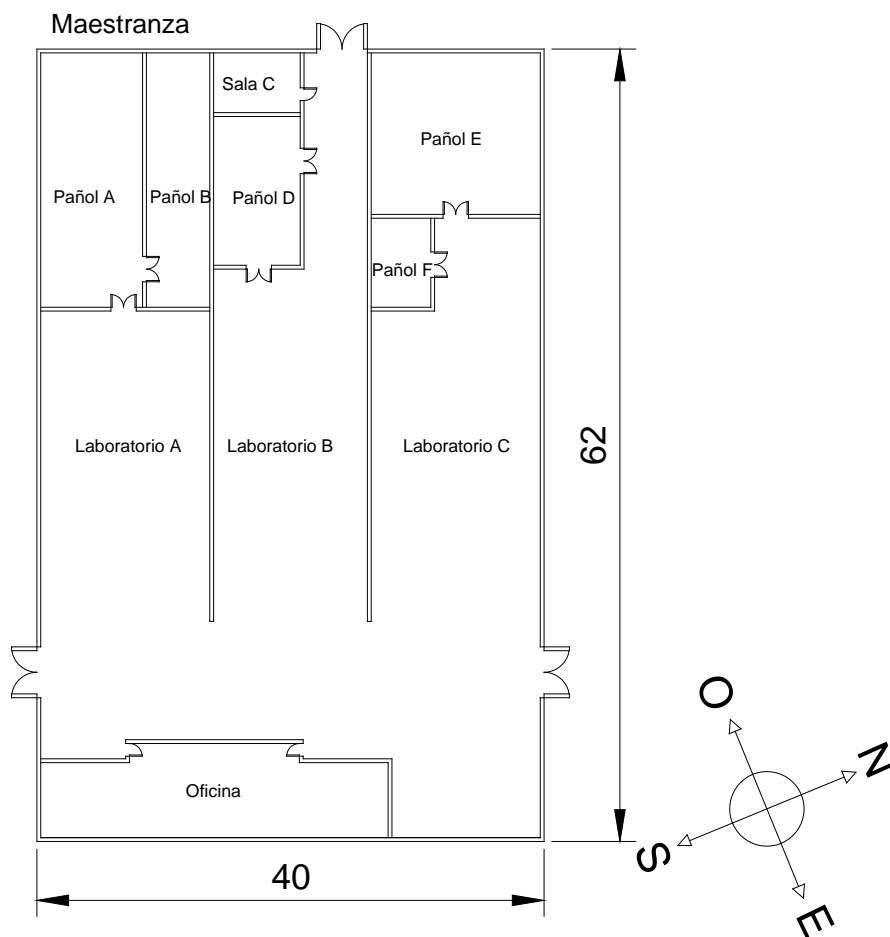


Fig. 3.1. Vista interior de la maestranza.

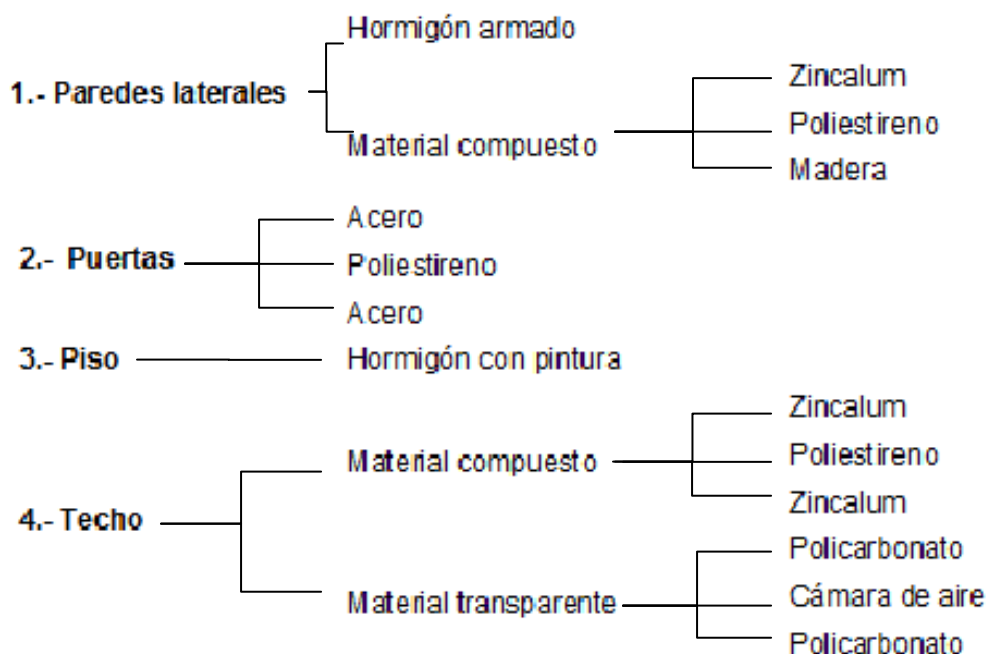
Tabla 3.1. Superficies y número de ocupantes.

RECINTO	N° PERSONAS	SUPERFICIE (m2)
Pañol A	2	160,6
Pañol B	2	106,06
Sala C	----	34,15
Pañol D	2	102,45
Pañol E	2	169,29
Pañol F	1	36,5
Laboratorio A	6	329,25
Laboratorio B	6	479,74
Laboratorio C	5	390
Oficina	4	186,86
Pasillos y recintos libres	----	591,16
Total	30	2480

3.2. Descripción de los materiales.

Para efectuar el estudio de climatización, se debe conocer la materialidad de la estructura de este recinto.

A continuación se detallan los materiales que conforman el piso, muros, techo, puertas y espesores respectivos (Según Nch 853).



3.2.1. Paredes laterales.

Los muros están compuestos de diferentes materiales y en dos etapas:

- a) Primera etapa está compuesta de hormigón armado de dosificación normal que comienza del piso hasta 1m de altura con un espesor de 0,23 m por todo el perímetro de la maestranza.
- b) Segunda etapa, está compuesta de tres materiales, zincalum en el exterior, poliestireno expandido en el centro y madera terciada en el interior. Esta etapa tiene una altura de 5 m que comienza donde termina la primera etapa y se encuentra por todo el perímetro de la maestranza con espesores que se detallan en la siguiente tabla.

Material	Espesor [m]
Zincalum	0,0004
Poliestireno expandido	0,05
Madera terciada	0,009

Vista Sureste

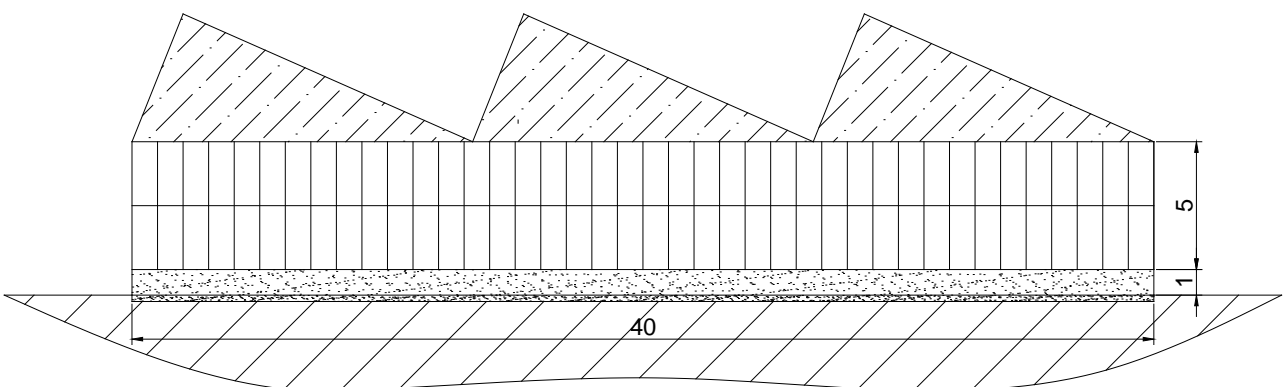


Fig. 3.2. Muro de hormigón de 1 m de altura y muro de materiales compuestos de 5m de altura.

3.2.2. Puertas.

La maestraza posee tres puertas exteriores, las cuales están compuestas de tres materiales, lámina de acero en exterior e interior y poliestireno expandido entre las dos planchas, con espesores que se detallan en la siguiente tabla.

Material	Espesor [m]
Acero	0,001
Poliestireno expandido	0,05
Acero	0,001

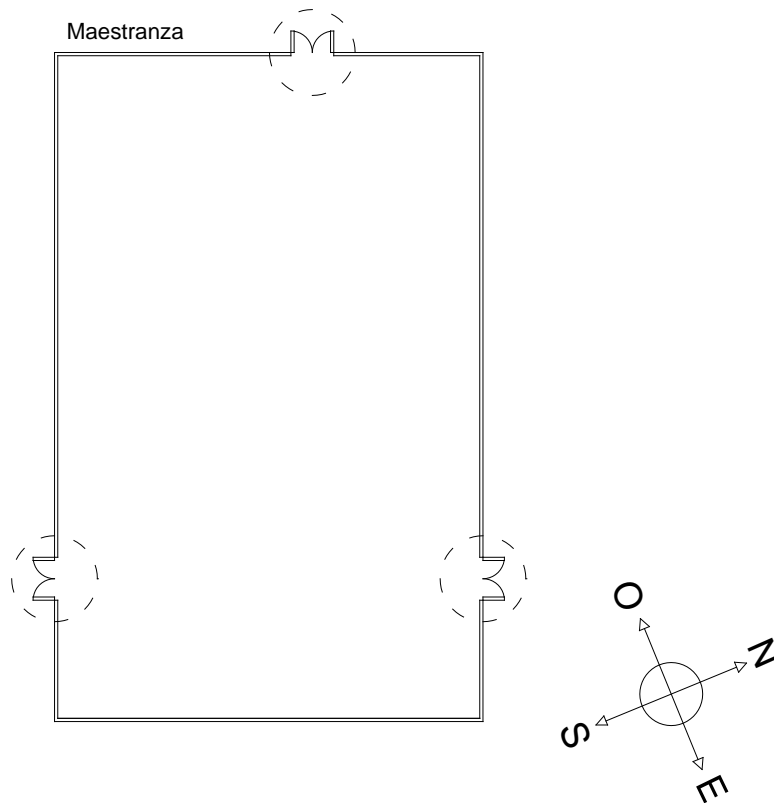


Fig. 3.3. Muestra las tres puertas en la maestraza.

3.2.3. Losa y piso.

La losa está compuesta de hormigón armado de dosificación normal con un espesor de 0.25 m y el piso está cubierto con pintura de alto tráfico.

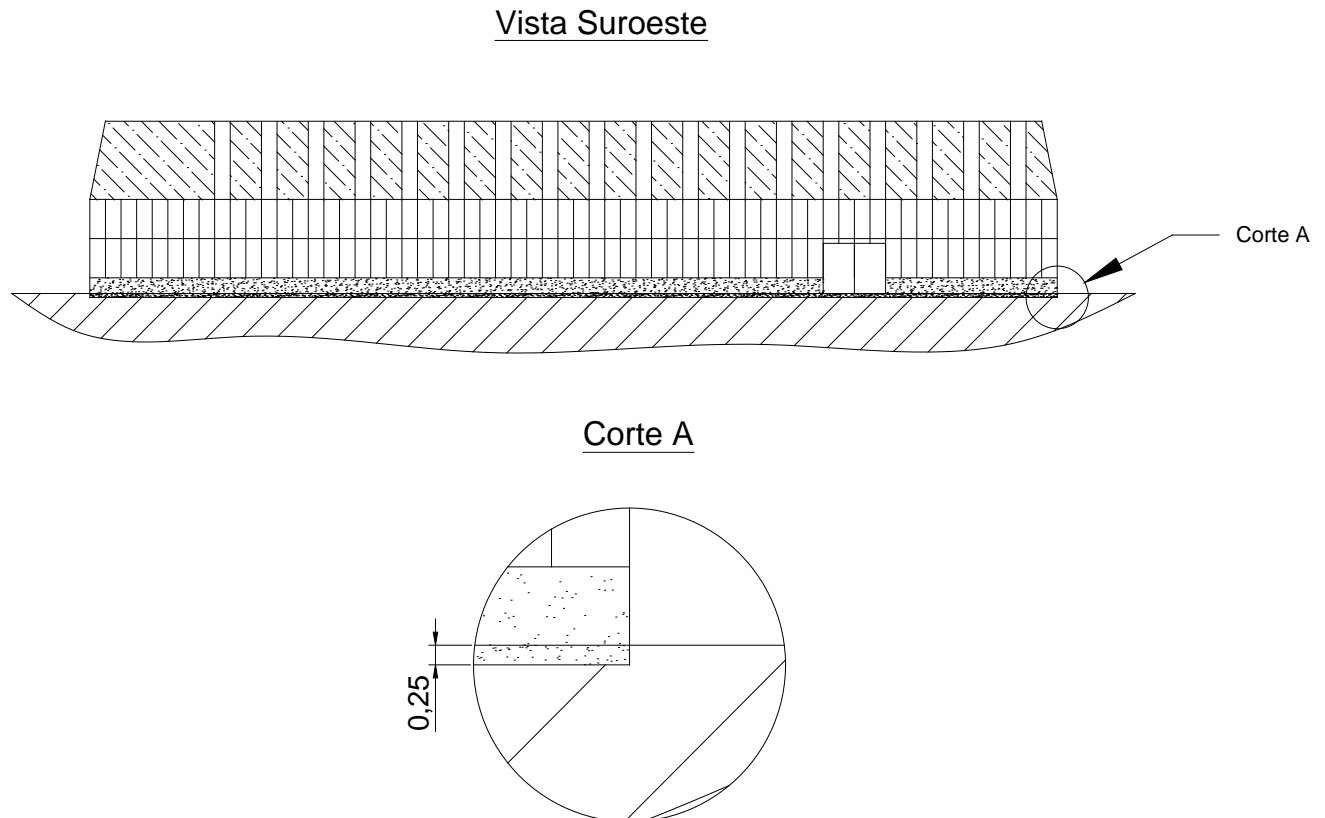


Fig. 3.4. Corte en que se muestra la losa y su acotado.

3.2.4. Techo.

El techo está compuesto con dos tipos de construcción y de diferentes materiales:

- a) Una de las construcciones está compuesta de zincalum por el exterior e interior y poliuretano expandido entre las dos planchas, con espesores que se detallan en la siguiente tabla.

Material	Espesor [m]
Zincalum	0,0004
Poliuretano expandido	0,1
Zincalum	0,0004

b) La segunda construcción está compuesta de policarbonato en el exterior e interior y una cámara de aire hermética entre las dos planchas, y tiene por prioridad aportar luz natural. Los espesores se detallan a continuación.

Material	Espesor [m]
Policarbonato	0,0007
Cámara de aire	0,1
Policarbonato	0,0007

Maestranza

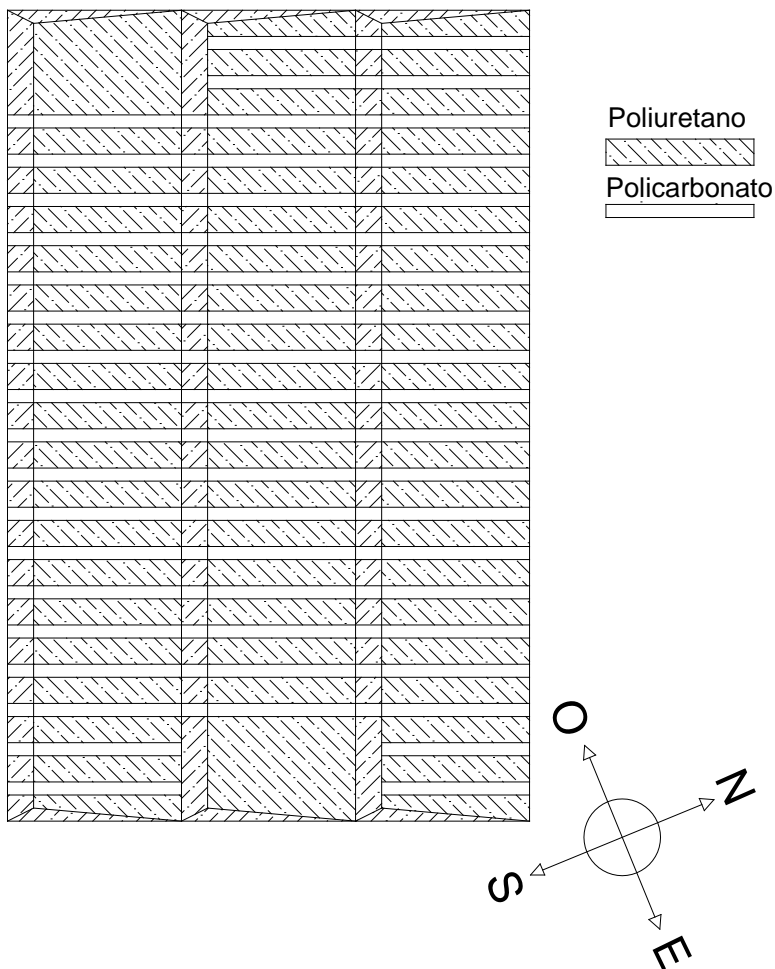


Fig. 3.5. Vista del techo con sus diferentes materiales.

3.2.5. Dimensiones de la maestranza.

Para efectuar el cálculo son necesarias las dimensiones que se detallan en la siguiente figura.

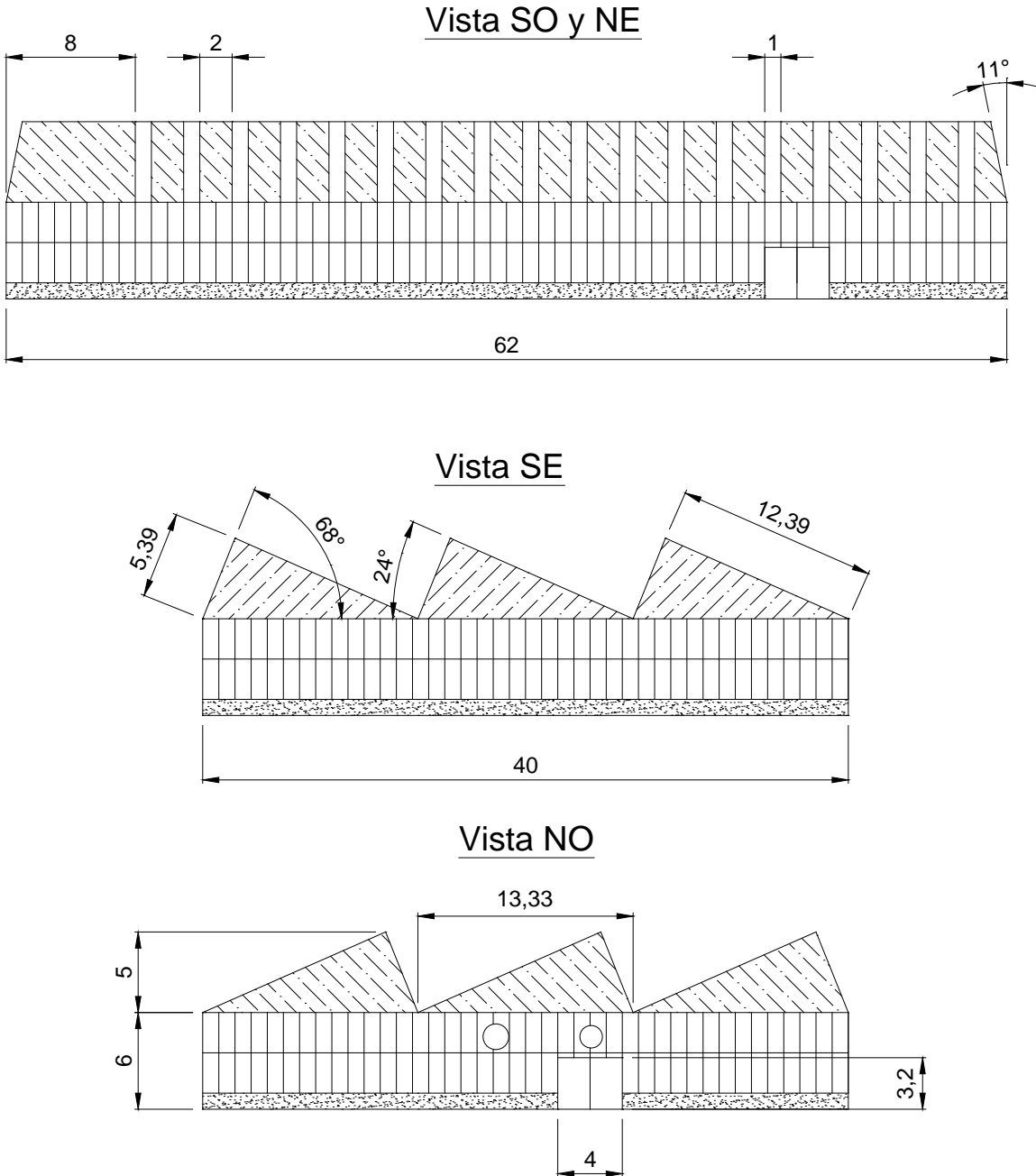


Figura 3.6. Plano con dimensiones de la maestranza.

CAPÍTULO IV DATOS DEL PROYECTO.

4.1. Condiciones climáticas interiores.

Las condiciones establecidas por manuales y directivas de los equipos electrónicos indican los niveles necesarios para la climatización del interior del recinto (en toda época del año), las cuales se encuentran en un estrecho margen. Se tendrán condiciones climáticas interiores similares en verano y en invierno. Las que se han corroborado en registros históricos de la maestranza, citados en anexo "B".

De acuerdo a los requerimientos ambientales para mantener en buen estado los equipos, se recomienda por los manuales respectivos, en el caso de verano se adoptó una temperatura interior de 21 °C con una humedad relativa inferior a 70 %. En invierno, se realizarán los cálculos con una temperatura interior de 20 °C y una humedad relativa inferior al 70 %.

4.2. Condiciones climáticas exteriores

Las condiciones climáticas exteriores fueron conseguidas en la estación meteorológica de Talcahuano. En donde se obtuvo que las condiciones más críticas de temperatura y humedad relativa fueron en los meses de julio y enero, invierno y verano respectivamente. Dichas condiciones se muestran a continuación, que se corroboran en anexo "B".

4.2.1. Invierno.

Las condiciones climáticas, externas más desfavorables, en invierno para el cálculo de cargas en una maestranza ubicada en la ciudad de Talcahuano, serán las siguientes:

Humedad relativa: 83 % (mes de julio anexo "B")

Temperatura: 5 °C (mes de julio anexo "B")

La norma chilena Nch 1078.573, recomienda temperatura exterior para efectos de diseño, de 5°C, para Talcahuano.

4.2.2 Verano.

Para las condiciones climáticas más desfavorables en verano hay un registro facilitado por la estación meteorológica de Talcahuano, los cuales fueron previamente estudiados. Estos valores fueron los siguientes:

Humedad relativa: 80 % (mes de enero anexo "B")

Temperatura: 29 °C (mes de enero anexo "B")

4.3. Iluminación y equipos.

El alumbrado y los equipos que se encuentren en los locales, aportan calor sensible por radiación, convección y conducción. Debido a que no aportan vapor de agua al medio, la carga latente del local será nula.

4.4. Personas.

Las personas que ocupan el recinto aportan calor sensible y calor latente (humedad), pero esta última puede despreciarse frente a la gran magnitud de la carga total sensible del local.

CAPÍTULO V CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS.

Pérdidas de calor

5.1. Condiciones de cálculo y diseño.

Temperatura exterior:

- Invierno : 5 °C
- Verano : 29 °C

Temperatura interior:

- Invierno : 20 °C
- Verano : 21 °C

Humedad relativa exterior:

- Invierno : 85 %
- Verano : 80 %

Humedad interior:

- Invierno : < 70 %
- Verano : < 70 %

5.1.1. Resistencia a la convección interior. (Rci)

Se considerará:

- $R_{ci} = 1/h_i$, según norma Chilena Nch853.EOF71, tabla 3, para flujos de calor horizontal en elementos verticales. Anexo "A".
- $R_{ci} = 0,12 \text{ [m}^2\text{K/ W]}$, para convección natural.

5.1.2. Resistencia a la convección exterior. (Rce)

Se considerará:

- $h_e = 7,15 \times v^{0,78}$, se determina según la velocidad del viento que para este caso se estima $v = 18[\text{km} / \text{h}] = 5 [\text{m} / \text{s}]$, por lo tanto, $h_e = 25,1[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$. Según norma Chilena Nch853.EOF71, tabla 3. Anexo "A".
- $R_{ce} = 1/h_e = 0,0399 [\text{m}^2 \text{K} / \text{W}]$

5.2. Cálculo de transferencia de calor para temporada de invierno.

Se utilizará el coeficiente global U para las pérdidas de calor de invierno y las ganancias de calor en verano, solo por convección y conducción. La fórmula es la siguiente:

$$Q = U \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \right]$$

Donde:

e = espesor en [m]

k = conductividad térmica de los materiales en [W/m*K]

hi = coeficiente convectivo interior en [W/m²*K]

he = coeficiente convectivo exterior en [W/m²*K]

U = coeficiente global de transferencia de calor [W/m²*K]

A = área de transferencia de calor [m²]

ΔT = diferencial de temperatura [°C]

Q = calor transferido [W]

Las conductividades térmicas de los materiales (K) que a continuación se detallan, en cada pared, fueron obtenidas de la norma chilena Nch853 tabla N°2 anexada a este proyecto. Anexo "A"

5.2.1. Coeficiente global de transferencia para pared hormigón.

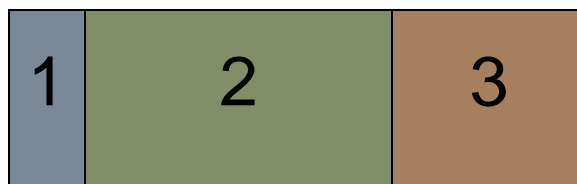
	Material	Espesor [m]	K [W/m x K]
1	Hormigón armado, dosificación normal	0,23	1,75



$$U_1 = \frac{1}{0,12 + \frac{0,23}{1,75} + 0,0399} = 3,433 \frac{W}{m^2 \times K}$$

5.2.2. Coeficiente global de transferencia para pared compuesta.

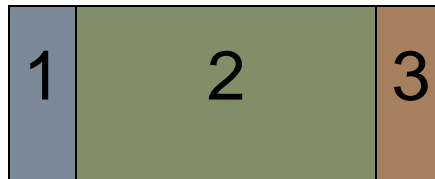
	Material	Espesor [m]	K [W/m x K]
1	Zincalum	0,0004	110
2	Poliestireno expandido	0,05	0,035
3	Madera terciada	0,009	0,14



$$U_2 = \frac{1}{0,12 + \frac{0,0004}{110} + \frac{0,05}{0,035} + \frac{0,009}{0,14} + 0,0399} = 0,6051 \frac{W}{m^2 \times K}$$

5.2.3. Coeficiente global de transferencia para puerta.

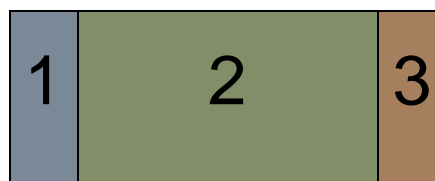
	Material	Espesor [m]	K [W/m x K]
1	Acero	0,001	58
2	Poliestireno expandido	0,05	0,035
3	Acero	0,001	58



$$U_3 = \frac{1}{0,12 + \frac{0,001}{58} + \frac{0,05}{0,035} + \frac{0,001}{58} + 0,0399} = 0,6295 \frac{W}{m^2 \times K}$$

5.2.4. Coeficiente global para techo zinc + poliuretano.

	Material	Espesor [m]	K [W/m x K]
1	Zincalum	0,0004	110
2	Poliuretano expandido	0,1	0,03
3	Zincalum	0,0004	110



hi según la norma chilena de la construcción Nch853 tabla N° 3 para flujos de calor ascendentes, en convección natural es:

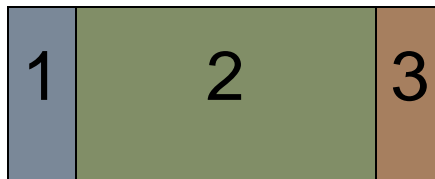
$$1/h_i = 0,09 [m^2K/ W]$$

$$U_4 = \frac{1}{0,09 + \frac{0,0004}{110} + \frac{0,1}{0,03} + \frac{0,0004}{110} + 0,0399} = 0,2888 \frac{W}{m^2 \times K}$$

5.2.5. Coeficiente global para techo policarbonato-aire.

	Material	Espesor [m]	K [W/m x K]	Raire
1	Policarbonato	0,0007	0,21	-----
2	Cámara de aire	0,1	-----	0.145
3	Policarbonato	0,0007	0,21	-----

Nota: la resistencia a la convección de la cámara de aire se obtuvo de la tabla n°5 de la norma chilena de la construcción. Citada en anexo "A", que es función del espesor de la cámara y del factor a´.



hi según la norma chilena de la construcción Nch853 tabla N° 3 para flujos de aire ascendentes en convección natural, anexo "A":

$$1/h_i = 0,09 \text{ [m}^2\text{K/ W]}$$

$$U_s = \frac{1}{0,09 + \frac{0,0007}{0,21} + 0,145 + \frac{0,0007}{0,21} + 0,0399} = 3,552 \frac{W}{m^2 \times K}$$

A continuación se efectuarán los cálculos de pérdida de calor por transferencia de calor, según las condiciones climatológicas.

5.2.6 Cálculos de pérdidas de calor en invierno.

Tabla 5.1. Áreas totales y perímetro piso.

AREAS TOTALES	
Superficie	Áreas [m ²]
Piso	2480
Pared hormigón	192
Pared compuesta	981,6
Techo Zincaalum + Poliuretano	2511
Techo Policarbonato + Cámara de aire	995,68
3 Puertas	38,4

VOLUMEN INTERIOR	
	[m ³]
Maestranza	21064,5

PERIMETRO	
	Perímetro [m]
Piso	204

- Piso

$$Q_1 \text{ piso} = H \times P \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_1 \text{ piso} = 1,2 \times 204 \times (20 - 5) \text{ [W]}$$

$$Q_1 \text{ piso} = 3672 \text{ [W]}$$

H = coeficiente de transmisión térmica por metro de perímetro exterior [W / mK], determinado a través de la norma chilena Nch1076.c73. Anexo "A".
Para el caso en estudio se considerará piso con aislación mediana.

P = Perímetro de muro exterior [m]

- Pared Hormigón

$$Q_2 \text{ hormigón} = U \text{ hormigón} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_2 \text{ hormigón} = 3,433 \times 192 \times (20 - 5) \text{ [W]}$$

$$Q_2 \text{ hormigón} = 9887 \text{ [W]}$$

- Pared Compuesta de zincaalum + poliestireno + madera.

$$Q_3 \text{ compuesta} = U \text{ compuesta} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_3 \text{ compuesta} = 0,6051 \times 981,6 \times (20 - 5) \text{ [W]}$$

$$Q_3 \text{ compuesta} = 8909 \text{ [W]}$$

- Techo Zinc-Poliuretano

$$Q_4 \text{ zinc - poliuretano} = U \text{ zinc - poliuretano} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_4 \text{ zinc - poliuretano} = 0,2888 \times 2511 \times (20 - 5) \text{ [W]}$$

$$Q_4 \text{ zinc - poliuretano} = 10877,65 \text{ [W]}$$

- Techo Policarbonato-Aire

$$Q_5 \text{ policarbonato - aire} = U \text{ policarbonato - aire} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_5 \text{ policarbonato - aire} = 3,552 \times 995,68 \times (20 - 5) \text{ [W]}$$

$$Q_5 \text{ policarbonato - aire} = 53050 \text{ [W]}$$

- Puertas (tres)

$$Q_6 \text{ puertas} = U \text{ puertas} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_6 \text{ puertas} = (0,6295) \times 38,4 \times (20 - 5) \text{ [W]}$$

$$Q_6 \text{ puertas} = 363,6 \text{ [W]}$$

- Aire infiltrado

Para determinar el aire frío infiltrado se considerarán los siguientes puntos:

- Según manual Carrier $0,5 < N^{\circ}RH < 2$, por lo que se estima $N^{\circ}RH = 0,5$ dada la hermeticidad del recinto y su gran volumen.
- Volumen de la maestranza [m^3]
- Flujo infiltrado = $N^{\circ}RH \times$ Volumen recinto [m^3 / h]
- Masa de aire = $m_a =$ flujo infiltrado $\times \rho$ aire
- ρ aire = $1,2 \text{ [kg/m}^3]$
- C_p aire = $0,24 \text{ [kcal/kg}^{\circ}C]$

$$Q_7 \text{ aire infiltrado} = \dot{m} \text{ aire} \times C_p \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_7 \text{ aire inf.} = 0,5 \times 21064,5 \text{ [m}^3] \times 1,2 \text{ [kg/m}^3] \times [0,24 \text{ [kcal/kg}^{\circ}C] \times 15^{\circ}C] / 0,86$$

$$Q_7 \text{ aire infiltrado} = 52906 \text{ [W]}$$

Tabla 5.2. Cuadro resumen de pérdidas de calor por piso, paredes, techo y puertas.

Superficie	Área total [m ²]	Perímetro [m]	H [W/mK]	U [W/m ² *K]	ΔT [°C]	Q pérdidas [W]
Piso	-----	204	1,2	-----	15	3.672
Pared hormigón	192	-----	-----	3,433	15	9.887
Pared compuesta	981,6	-----	-----	0,6051	15	8.909
Techo Zinc- Poliuretano	2511,35	-----	-----	0,2888	15	10.877
Techo Policarbonat o-Cámara de aire	995,68	-----	-----	3,552	15	53.050
3 Puertas	38,4	-----	-----	0,6295	15	362.6
SUBTOTAL						86758

Tabla 5.3. Cuadro pérdidas de calor por aire infiltrado y pérdidas totales.

Rendijas	Volumen [m ³]	NºRH	Masa [kg/h]	Cp Aire [kcal/kg°C]	Δt [°C]	ρ Aire [kg/ m ³]	Q pérdidas [W]
	21064,5	0,5	12638,4	0,24	15	1,2	52.906
SUBTOTAL							52.906
TOTAL DE CARGA DE CALEFACCIÓN							139.664

5.3. Análisis para condiciones de diseño usando software EES.

Con el objeto de ilustrar en forma esquemática y tener un modelo cuantitativo del sistema de calefacción del recinto en estudio, se ha elaborado un programa computacional haciendo uso del software EES, cuyo diagrama window se muestra en figura 5.1.

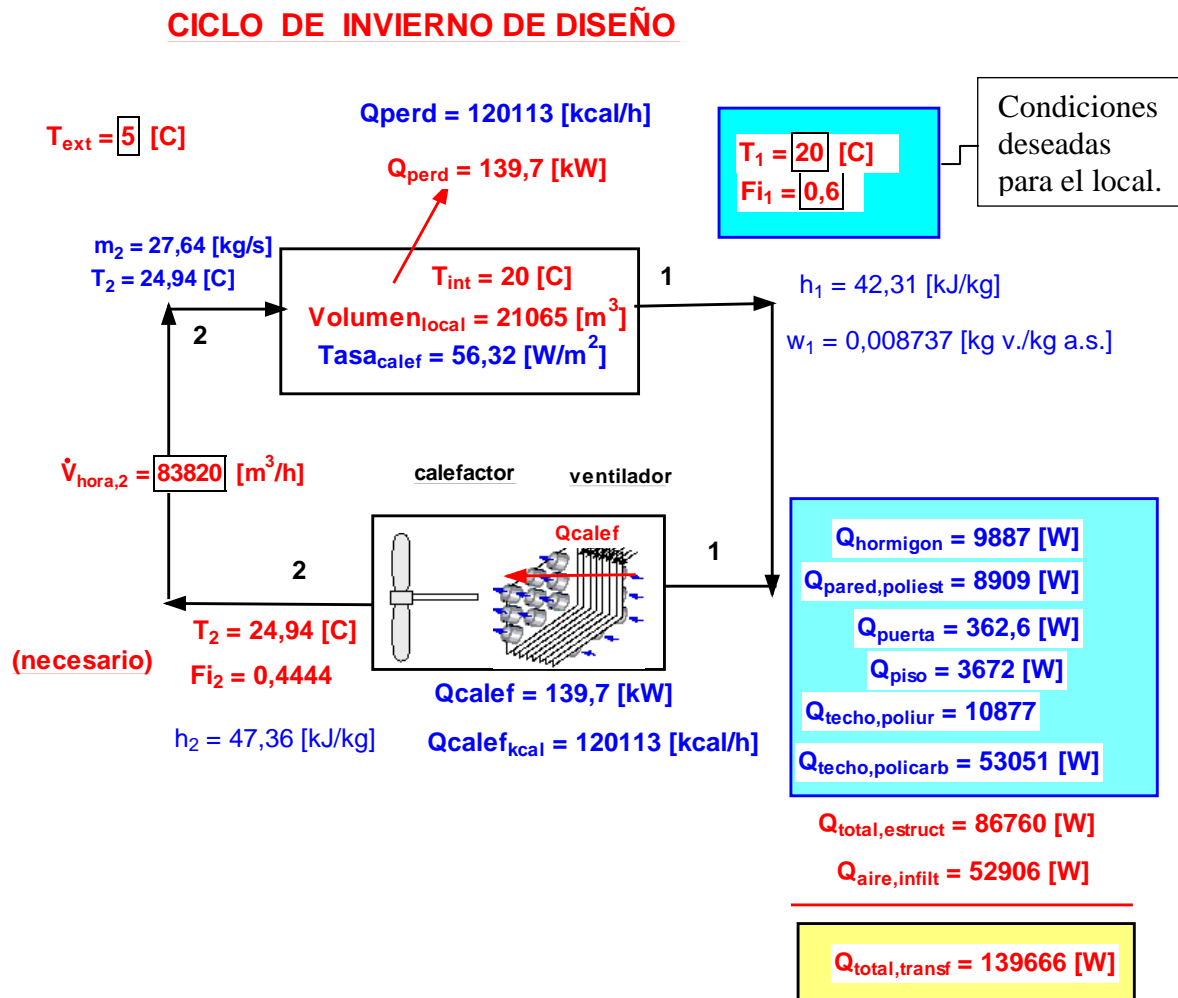


Figura 5.1. Condiciones de diseño para invierno.

Los datos de entrada del programa fueron:

- Las condiciones interiores deseadas para el local (entrada 1).
- La temperatura exterior de diseño (5°C).
- El caudal de aire que impulsa el ventilador al recinto, que se obtuvo por medición directa de la velocidad media del aire y área del ducto de impulsión.

De acuerdo a la naturaleza de los materiales constructivos, el programa calculó:

- Los coeficientes U.
- Las pérdidas de calor por las paredes
- El estado sicrométrico con que debiera entrar el aire caliente al recinto (estado 2).

El programa se adjunta en Anexo "C".

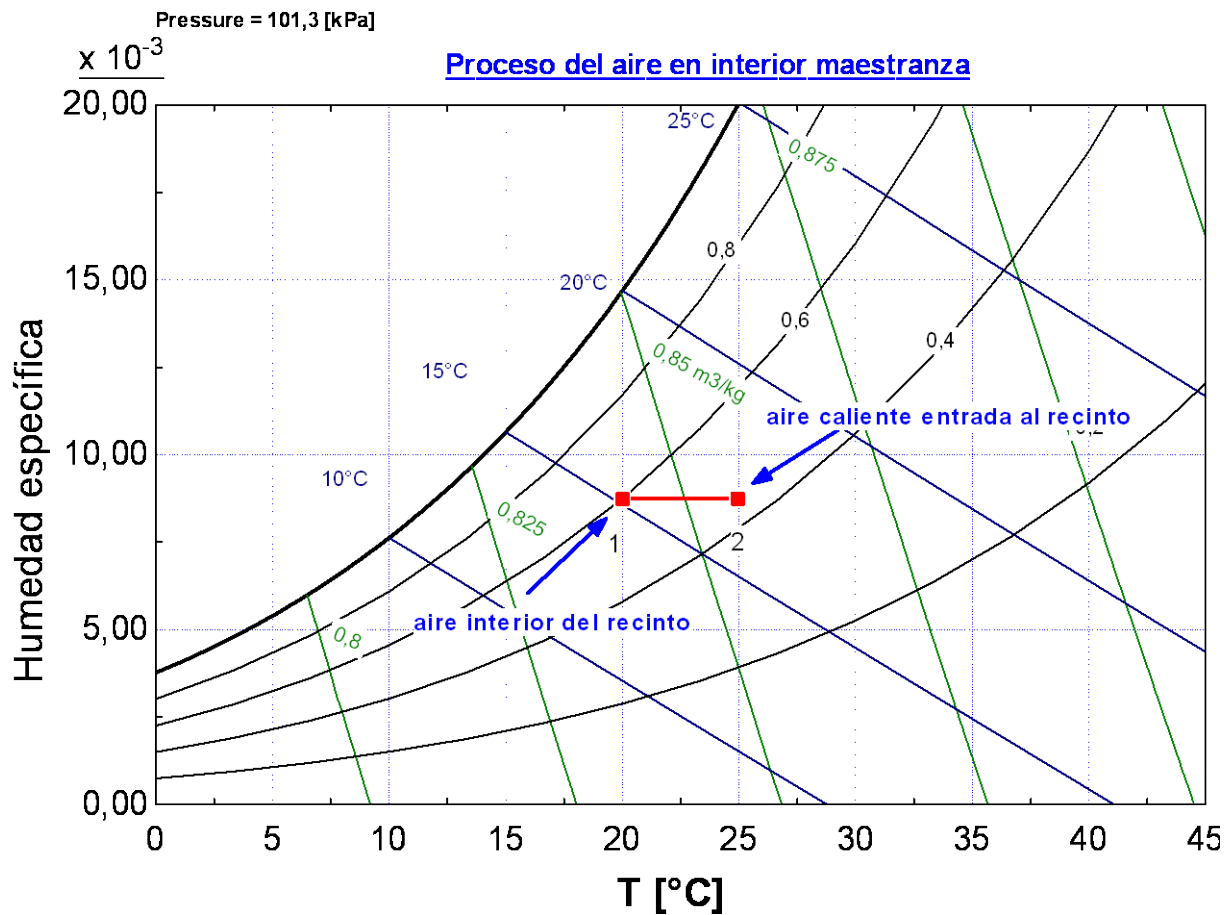


Figura 5.2. Carta sicrométrica para condiciones de diseño.

5.4. Ensayos experimentales.

Ya que no se cuenta con datos técnicos de los equipos en el proceso de climatización, se tuvo que efectuar mediciones en el sistema para la evaluación de éste, en condiciones reales y cuyos datos se encuentran en tabla 5.4.

5.4.1 Ensayo.

Fecha del ensayo: 23 de Junio 2013.

INSTRUMENTOS UTILIZADOS:

- 1.- Termocupla digital con tres tipos de sensores.
- 2.- Termohigrómetro digital.
- 3.- Anemómetro digital.

MEDICIONES.

Tabla N° 5.4. Mediciones realizadas en tiempo real con temperaturas en °C.

Hora		6:30	8:30	10:30	Promedio
Ambiente exterior	T°	5,2	7,4	9,3	7,30
	H%	96,3	92,1	87,4	91,93
Caldera	T ° Interior	18,7	19,5	20,1	19,43
	T° Agua descarga	82	82	82	82
	T° Agua retorno	51,7	56,9	58,5	55,7
	Delta T°	30,3	25,1	23,5	26,3
	T° Gases	185	184	186	185
Radiador	T° Entrada agua caliente	77,5	78,1	78,5	78,03
	T° Salida agua	53,8	58,6	60,2	57,53
	Delta T° agua	23,7	19,5	18,3	20,5
	T° Aire entrada	19,8	21,7	22,5	21,33
	H% Aire entrada	58,2	57,5	54,8	56,83
Ventilador	T° Descarga	28,7	28,9	29,3	28,97
	H% Descarga	34,7	34,3	33,8	34,27
	Velocidad media aire m/s	11,38	11,38	11,38	11,38
	Caudal aire m³/h	83820	83820	83820	83820
Recinto	T° Media	21,1	22,6	23,5	22,40
	H% Media	55,2	52,3	49,8	52,43

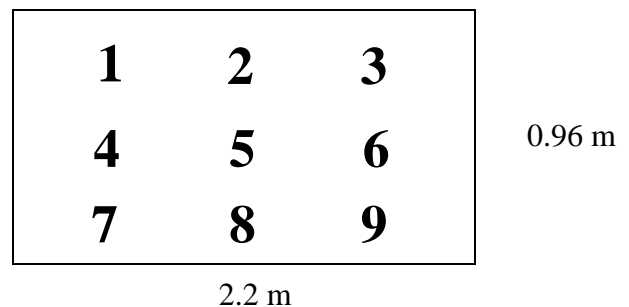
Estas mediciones se realizaron en condiciones climáticas ambientales exteriores muy desfavorables y cercanas a la temperatura de diseño, por lo cual, los resultados serán más representativos para ser ingresados en el software EES, y así comprobar si la caldera cumple con los requerimientos de calefacción del recinto en estudio.

Según los datos obtenidos, se aprecia que con temperaturas exteriores cercanas a las de diseño, se alcanza a cumplir con las temperaturas requeridas al interior del recinto (21,1 °C y 55,2%HR, 06:30 AM) después de una hora de funcionamiento. Además se aprecia que las 10:30 AM las temperaturas del recinto son mayores que las deseadas para éste y por lo tanto el quemador de la caldera debiera quedar stand by. Lo anterior se debe a que no existe un sistema de control automático que monitoree la temperatura del recinto y actúe sobre la caldera.

DETALLES DE MEDICIONES.

1.- Velocidad del aire en el ventilador.

N°	Velocidad del aire
1	10,8
2	12,2
3	11,3
4	11,2
5	12,1
6	11,4
7	11,3
8	11,5
9	10,7
PROMEDIO	11,38 m/s



Área por donde impulsa aire al ventilador = 2,046 m²

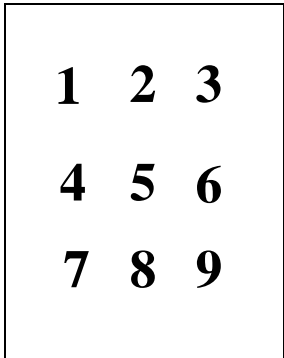
Caudal de aire: 83.820 m³/h

2.- Temperatura y humedad relativa al interior de la maestranza. Datos obtenidos a las 08:30 AM.

MAESTRANZA

N°	TEMPERATURA	HUMEDAD
1	22,1	52,3
2	23,3	51
3	22,2	53,8
4	22,6	53,7
5	22,9	51,1
6	23	51,4
7	22,5	53,3
8	22,7	51,6
9	22,1	52,4
PROMEDIO	22,6	52,3

Puntos de medición



Los promedios de los demás horarios (06:30 hrs y 10:30 hrs) se obtuvieron bajo el mismo criterio.

3.- Temperatura y humedad relativa del aire en la descarga del ventilador.

Se realizaron tres mediciones de temperatura y humedad relativa en dos puntos accesibles al interior de la maestranza que están ubicados al inicio y término de la distribución.

N°	Hora	TEMPERATURA °C			HUMEDAD RELATIVA %		
		Boca inicial	Boca final	̄	Boca inicial	Boca final	̄
1.	06:30	29,5	27,9	28,7	33,8	35,6	34,7
2.	09:30	29,8	28	28,9	33,6	35	34,3
3.	10:30	30,1	28,5	29,3	33,3	34,3	33,8
		Promedio		28,96	Promedio		34,26

Por la altura en donde se encuentran ubicadas las bocas y la dificultad de acceder a ellas, solo se realizaron mediciones en dos bocas al inicio y al final de los ductos de impulsión de aire caliente y poder conseguir una relación de la temperatura del aire caliente ingresada en el recinto.

5.5. Análisis en condiciones de operación usando software EES.

Para este análisis se tomaron los datos del ensayo realizado a las 06:30 hrs.

CICLO DE INVIERNO BASADO EN AIRE ENTRADA MAESTRANZA

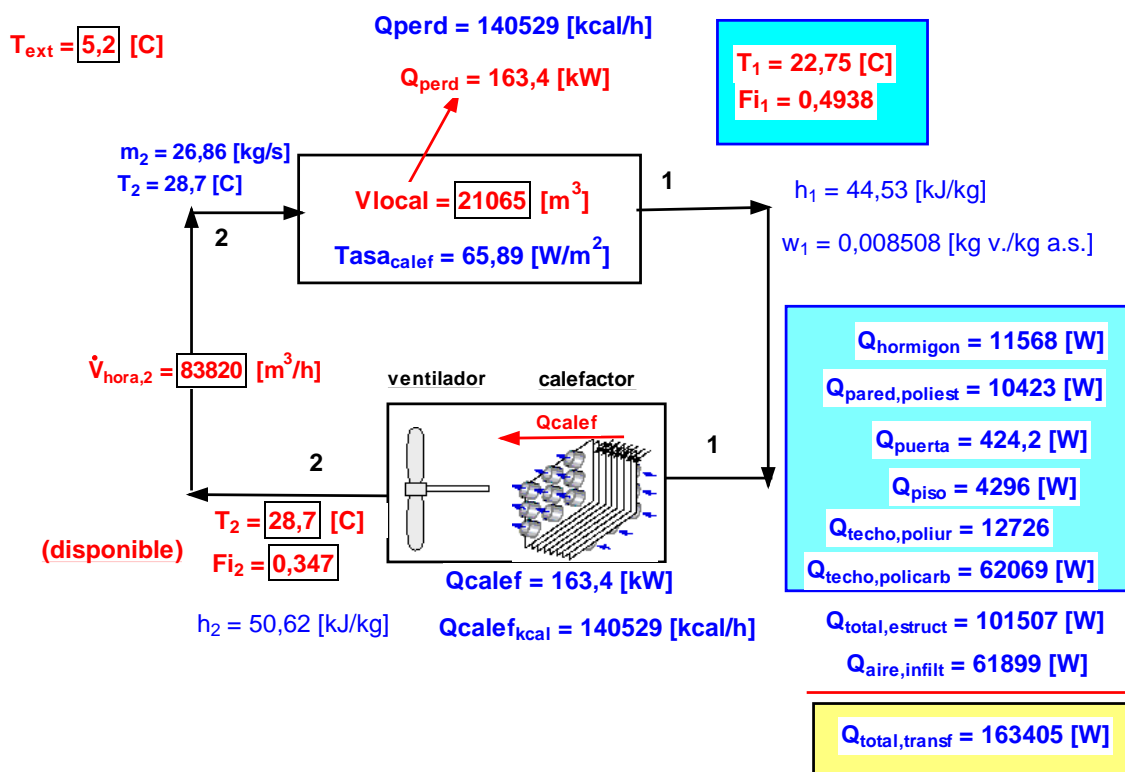


Figura 5.4. Diagrama con datos reales de la maestranza.

En el objetivo de verificar, si el modelo computacional elaborado con el software EES, es concordante con las mediciones realizadas, se procedió a introducir como datos:

- El estado sicrométrico del aire caliente de impulsión (promediando las condiciones medidas en la primera boca y última boca).
- La temperatura exterior del aire.

El programa arrojó los siguientes resultados:

- Las pérdidas de calor.
- El estado promedio del aire que deberá tener el recinto.(estado 1)

Las mediciones realizadas al interior del recinto fueron $t = 21,1$ °C y $\Phi = 55,2$ y el programa arrojó $t = 22,75$ y $\Phi = 49,38$. Las diferencias son muy pocas y por lo tanto el modelo computacional es validado y se puede utilizar para otras condiciones de operación.

Para mayor comprobación del software EES, se efectuó el mismo procedimiento anterior para verificar la tendencia del sistema. Anexo "C".

Comparación de datos reales con respecto al software EES.

	Hora	6:30	9:30	10:30	PROMEDIO
TEMPERATURA °C	REAL	21,1	22,6	23,5	22,4
	EES	22,7	23,4	24,2	23,4
HUMEDAD RELATIVA %	REAL	55,2	52,3	49,8	52,4
	EES	49,5	47,5	45,5	47,5
DELTA T°		1,0			
DELTA HR%		4,9			

Con los datos obtenidos en la tabla anterior se puede concluir lo siguiente:

- 1.- Se aprecian diferencias moderadas, en las temperaturas interiores y humedades relativas del recinto, entre lo medido en terreno a diferentes horas y lo que arroja el modelo computacional EES, lo cual da la confianza para usarlo en cualquier otra condición de operación.
- 2.- Las diferencias se atribuyen a que, las temperaturas y humedades relativas se midieron solamente en dos bocas (impedimento logístico) y no representa exactamente el promedio de las temperaturas de todo el conjunto de aire de impulsión.
- 3.- Las temperaturas y humedades relativas interiores no cambian con la misma rapidez con la cual cambia la temperatura y humedad relativa exterior, y de esta última se calculan las pérdidas.

VARIACION DE TEMP. INTERIOR Y CALOR PERDIDO V/S TEMP. EXTERIOR

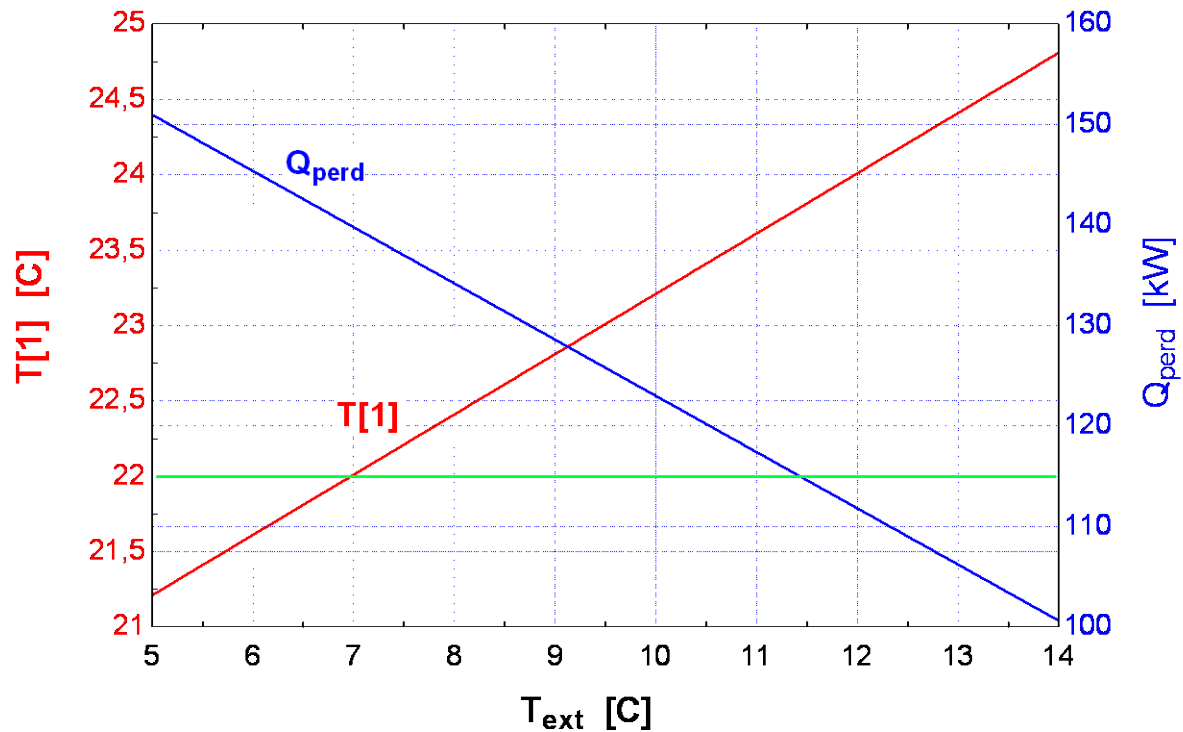


Figura 5.5. Temperatura interior y pérdidas de calor en función de la variación de la temperatura exterior.

Conclusiones de condiciones en invierno.

Se ha demostrado que para satisfacer las necesidades de calefacción en temporada de invierno, se debe suministrar aire a la maestranza con una temperatura de 24,94 °C y una humedad relativa de 44,4 % en condicione de diseño. (Figura 5.1.)

Al analizar los ensayos experimentales se concluye que se sobrepasan los valores requeridos de temperatura y humedad relativa, dado que la temperatura exterior sobrepasa la temperatura de diseño y las pérdidas de calor son menores que la capacidad térmica de los radiadores y al agua caliente suministrada por la caldera.

Para condiciones de diseño la carga térmica necesaria es aproximadamente de 120.000 kcal/h y la caldera posee una potencia térmica de 660.000 kcal/h.

Además se recomienda instalar en el recinto un termostato programable digital, que controle el sistema de calefacción.

5.6. Cálculo de cargas térmicas para la condición de verano

Ganancias de calor:

- Por convección y conducción a través de la estructura.
- Por radiación solar sobre muros, techos y ventanas.
- Por ocupación de personas, luces y equipos.
- Por infiltración de aire caliente.

5.6.1. Ganancias por convección y conducción.

Para los cálculos de ganancias por convección y conducción se utilizó el mismo coeficiente de transmisión “U” utilizado anteriormente, además se consideró para cálculos de diseño temperaturas de $T_e = 29^\circ\text{C}$ y $T_i = 21^\circ\text{C}$.

- Piso

$$Q_1 \text{ piso} = H \times P \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_1 \text{ piso} = 1,2 \times 204 \times (29 - 21) \text{ [W]}$$

$$Q_1 \text{ piso} = 1958,4 \text{ [W]}$$

- Pared Hormigón

$$Q_2 \text{ hormigón} = U \text{ hormigón} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_2 \text{ hormigón} = 3,433 \times 192 \times (29 - 21) \text{ [W]}$$

$$Q_2 \text{ hormigón} = 5273 \text{ [W]}$$

- Pared Compuesta de poliestireno, madera y zincalum.

$$Q_3 \text{ compuesta} = U \text{ compuesta} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_3 \text{ compuesta} = 0,6051 \times 981,6 \times (29 - 21) \text{ [W]}$$

$$Q_3 \text{ compuesta} = 4752 \text{ [W]}$$

- Techo Zinc-Poliuretano

$$Q_4 \text{ zinc - poliuretano} = U \text{ zinc - poliuretano} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_4 \text{ zinc - poliuretano} = 0,2888 \times 2511,35 \times (29 - 21) \text{ [W]}$$

$$Q_4 \text{ zinc - poliuretano} = 5802 \text{ [W]}$$

- Techo Policarbonato-Aire

$$Q_5 \text{ policarbonato - aire} = U \text{ policarbonato - aire} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_5 \text{ policarbonato - aire} = 3,552 \times 995,68 \times (29 - 21) \text{ [W]}$$

$$Q_5 \text{ policarbonato - aire} = 28293 \text{ [W]}$$

- Puertas (tres)

$$Q_6 \text{ puertas} = U \text{ puertas} \times A \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q_6 \text{ puertas} = (0,6295) \times 38,4 \times (29 - 21) \text{ [W]}$$

$$Q_6 \text{ puertas} = 193 \text{ [W]}$$

5.6.2. Ganancias por infiltración de aire caliente.

- Según Manual Carrier $0,5 < N^{\circ}RH < 2$, por lo que se estima $N^{\circ}RH = 0,5$ dada la hermeticidad del recinto.
- Volumen de la maestranza [m^3]
- Flujo infiltrado = $N^{\circ}RH \times$ Volumen recinto [m^3 / h]
- Masa de aire = $\dot{m}_a =$ flujo infiltrado $\times \rho$ aire
- ρ aire = $1,2 \text{ [kg/m}^3]$
- C_p aire = $0,24 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} ^{\circ}\text{C} \right]$

$$Q \text{ aire infiltrado} = \dot{m}_a \times C_p \times \Delta T \text{ [W]}$$

$$Q \text{ aire inf.} = 0,5 \times 21064,5 \text{ [m}^3] \times 1,2 \text{ [kg/m}^3] \times [0,24 \text{ [kcal/kg}^{\circ}\text{C}] \times 8^{\circ}\text{C}$$

$$Q \text{ aire infiltrado} = 24266,3 \text{ [kcal/h]} = 28216 \text{ [W]}$$

Tabla 5.4. Cuadro resumen de ganancias de calor por convección y conducción en maestranza.

Superficie	Área total [m ²]	Perímetro [m]	H [W/mK]	U [W/m ² *K]	DT [°C]	Q ganancias [W]
Piso	-----	204	1,2	-----	8	1958,4
Pared hormigón	192	-----	-----	3,433	8	5273
Pared compuesta	981,6	-----	-----	0,6051	8	4752
Techo Zinc-Poliuretano	2511,35	-----	-----	0,2888	8	5802
Techo Policarbonat o-Cámara de aire	995,68	-----	-----	3,552	8	28293
3 Puertas	38,4	-----	-----	0,62695	8	193
SUBTOTAL						46271,8

Tabla 5.5. Cuadro ganancias de calor por infiltracion de aire caliente.

Rendijas	Volumen [m ³]	N°RH	Masa [kg/h]	Cp Aire [kcal/kg°C]	Δt [°C]	ρ Aire [kg/m ³]	Q ganancias [W]
	21064,5	0,5	12638,4	0,24	8	1,2	28217
SUBTOTAL							28217
TOTAL GANANCIAS POR CONVECCIÓN Y CONDUCCIÓN							74488,8

5.6.3. Ganancias producidas por las personas, luces y equipos.

5.6.3.1. Ganancias producidas por las personas.

Según la tabla 48 del manual Carrier, grado de actividad, tipo de aplicación, se tiene que:

Grados de actividad: Trabajo ligero en banco de taller.

Tipo de aplicación: Trabajo ligero.

Para una temperatura interior de 21 °C, se tiene los siguientes datos:

❖ Para calor sensible: 92 (kcal/h)

Por lo tanto para efectos de cálculos se tiene que:

❖ Calor sensible (CS) = 92 kcal/h x persona

De donde se deducen las siguientes fórmulas:

$$Q_s = (N^{\circ} \text{ de personas} \times CL) / 0,86 \text{ (W)}$$

Para el total de la maestranza se estima una cantidad de: 30 personas

Entonces se tiene que:

$$Q_s = (92 \times 30) / 0,86 \text{ (W)} = 3209,3 \text{ (W)}$$

5.6.3.2. Ganancias producidas por el alumbrado.

Tipo de alumbrados: focos incandescentes

Cantidad de focos: 48

Potencia focos: 200 W

Según la tabla 49 del manual Carrier, y según las características de la maestranza se tiene:

$$Q \text{ iluminación} = N^{\circ} \text{ de focos incandescentes} \times \text{potencia} \times 0,86 \text{ (W)}$$

$$Q \text{ iluminación} = 48 \times 200 \times 0,86 = 8256 \text{ (W)}$$

5.6.3.3. Ganancias producidas por equipos.

Para determinar el calor sensible aportado por los equipos, sólo se considerarán computadoras, la carga entregada por éstos, es la siguiente:

❖ Monitor + CPU del computador= 70 (W) => (Calor sensible)

Nota: No existe calor latente en los equipos computacionales.

La obtención de estas cargas se determina mediante la siguiente fórmula:

$Q_{\text{equipo}} = N^{\circ} \text{ de equipos} \times C_s \text{ (W)}$

Entonces se tiene que:

$Q_{\text{equipo}} = 11 \times 70 = 770 \text{ (W)}$

5.6.5. Ganancias por radiación en muros, techos y ventanas.

Ganancias por radiación en muros. (Propuesta en manual de aire acondicionado "Carrier")

$$Q = U * A * \Delta t_e$$

$$\Delta t_e = \alpha + \Delta t_{es} + b * \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Δt_e : Diferencia equivalente de temperatura corregida.

α : Corrección proporcionada por tabla 20 A (anexo A). Tomando en cuenta un incremento distinto de 8°C entre la temperatura interior y exterior (ésta última tomada a las 15 hrs. del mes considerado). Además con una diferencia de temperatura exterior diferente de 11°C, durante 24 horas.

Δt_{es} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δt_{em} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada, (tabla 19 Carrier, anexo A).

b : Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para las paredes de color oscuro $b=1$ (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.)

Para paredes de color medio $b=0,78$ (verde, azul o gris claros)

Para paredes de color claro $b=0,55$ (blanco, crema, etc.)

R_s : Máxima insolación solar $\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2}\right)$, correspondiente al mes y latitud de estudio a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo), (tabla 15 o tabla 6 Carrier, anexo A).

R_m : Máxima insolación $\left(\frac{kcal}{h \cdot m^2}\right)$, en el mes de Julio, a 40° de latitud Norte, a través de una superficie acristalada vertical, para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo), (tabla 15 o tabla 6 Carrier, anexo A).

- el color exterior es “ color medio” por ende $b = 0.78$
- para determinar la diferencia equivalente de temperatura se debe recurrir a tabla 19 de Carrier (anexo A), la cual es función del peso del muro $[kg/m^2]$ el cual se calcula de la siguiente forma:

$$\frac{kg}{m^2} = \gamma_m * e$$

$e = \text{espesor de la pared, en [m]}$

. Tabla N° 5.6.

GANANCIAS POR RADIACIÓN EN VENTANAS

$$Q_v = A_v * G_{max} * F_{al} * F_p * F_l$$

A_v : Área ventana

G_{max} : Aportaciones solares a través de vidrio sencillo (tabla 15, anexo A).

F_{al} : Factor de almacenamiento sobre carga térmica (tabla 11, anexo A).

F_p : Factor de protección de ventana (tabla 16, anexo A).

F_l : Factor de limpieza, que puede ser como mínimo 0,85.

- Para obtener el factor de almacenamiento F_{al} , se debe obtener el peso por superficie de suelo.
- Factor de limpieza, se adoptará un valor de 0,9. (tabla 15, anexo A).

GANANCIAS POR RADIACIÓN EN PAREDES

- Se recomienda una temperatura exterior de diseño $T_{ext}=29$ [°C]; y una temperatura interior de diseño $T_{int} = 21$ °C
 $\Delta T = T_{ext} - T_{int} = 8$ °C
- De datos meteorológicos de la ciudad de Talcahuano, anexo "B", se considera una variación de temperatura exterior en 24 horas igual a 12 °C, donde $a = -0,7$
- El color de las paredes se considerará medio y $b = 0,78$

Para determinar la ganancia máxima por radiación solar, deberá calcularse el calor ganado por paredes y techos, para diferentes meses y hora solar. De acuerdo a tablas de insolación solar, los meses de mayor aporte solar son diciembre y enero. Se realizarán los cálculos para estos dos meses y a las 12, 13, 14 y 15 hora solar. Posteriormente se adoptará el criterio del valor y hora a considerar en la evaluación de ganancia solar para efectos de diseño.

Tabla 5.6. Peso específico y espesor de los materiales.

Material	kg/m ³	Espesor (m)
Hormigón dosificación normal	2400	0,23
Poliestireno expandido	25	0,05
Poliuretano expandido	24	0,1
Madera terciada	600	0,009
Acero	7780	0,001
Zincalum	7140	0,0004
Policarbonato	12	0,0007

Tabla 5.7. Peso por metro cuadrado de cada material.

Pared	Material	kg/m ²
Hormigón	Hormigón dosificación normal	552
Poliestireno	Zincalum	2,856
	Poliestireno expandido	1,25
	Zincalum	2,856
TOTAL		558,96

Puertas	Acero	7,78
	Poliestireno expandido	1,25
	Acero	7,78
TOTAL		16,81

Techo		
Poliuretano	Zincalum	2,856
	Poliuretano expandido	2,4
	Zincalum	2,856
Policarbonato	Policarbonato	0,0084
	Aire	0
	Policarbonato	0,0084
TOTAL		8,1288

Tabla 5.8. Resumen de peso por metro cuadrado de paredes, puertas y techos.

Pared	kg/m ²
Hormigón	552
Poliestireno	6,962
Puertas	16,81
Techo	
Poliuretano	8,112
Policarbonato	0,0168

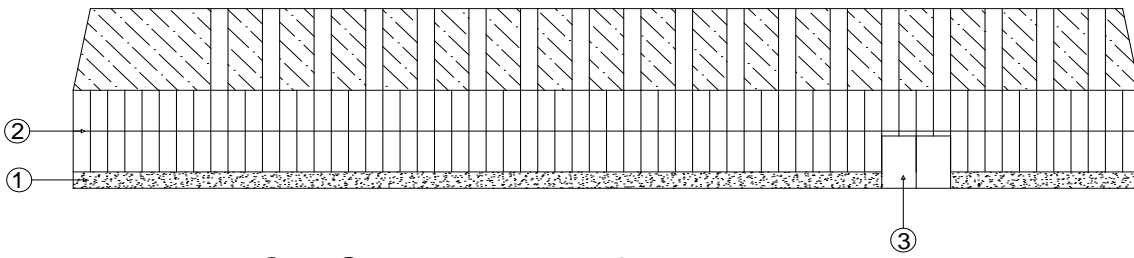
Tabla N° 5.9. Superficies por orientación de paredes, puertas y techos.

Orientación	N°	Pared	m ²	kg/ m ²
Noreste	1	Hormigón	58	552
	2	Poliestireno	301,2	7
	3	Puerta	12,8	17
Suroeste	4	Hormigón	58	552
	5	Poliestireno	301,2	7
	6	Puerta	12,8	17
	7	Poliuretano	722,26	8
	8	Policarbonato	280,28	0,016
Noroeste	9	Hormigón	36	552
	10	Poliestireo	191,2	7
	11	Puerta	12,8	17
	12	Poliuretano	99,975	8
Sureste	13	Hormigón	40	552
	14	Poliestireno	200	7
	15	Poliuretano	99,975	8
Techo	16	Poliuretano	1610,7	8
	17	Policarbonato	693,84	0,01

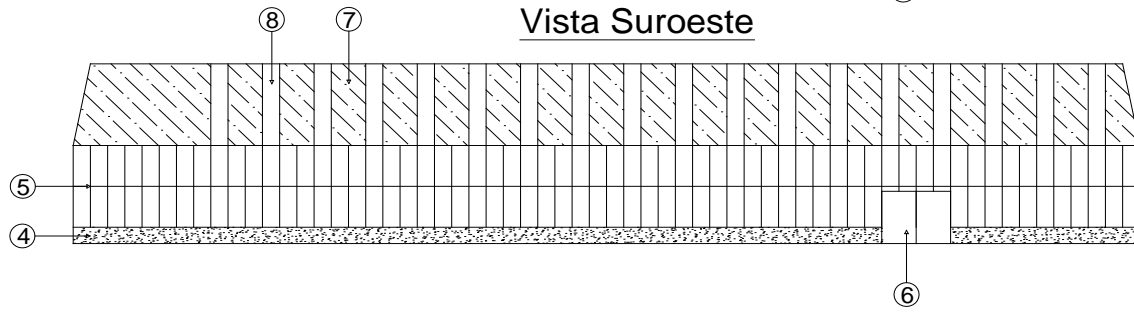
Importante

- ❖ Las vistas según orientaciones y detalles de paredes se visualizan en las figura 5.9. con los números correspondientes.
- ❖ Por simplicidad de cálculo se agregó la superficie de poliuretano y policarbonato que se encuentra en el techo y debido a la inclinación de 68 ° se consideró como pared vertical, orientada al SO, pero después corregida por el $\cos(22^\circ)$
- ❖ El policarbonato se considerará como vidrio en el caso de pared y techo.
- ❖ El techo con orientación al NE, por su ángulo de 24°, se considerará como horizontal y después afectada por el coseno de 24°.
- ❖ A la pared Noroeste y Sureste se agregó la superficie de los tres triángulos que se encuentran en el sector superior.
- ❖ La superficie del techo NE se calculó con los sectores de 12,39 m de ancho y ángulo de 24°.

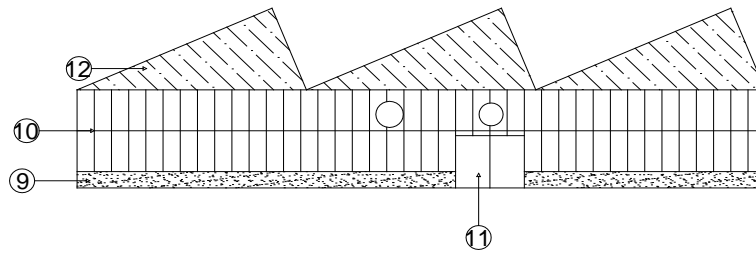
Vista Noreste



Vista Suroeste



Vista Noroeste



Vista Sureste

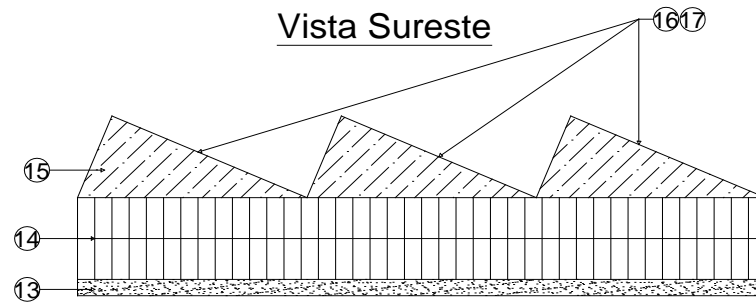


Figura 5.6. Detalle de N° de paredes y techo según orientación.

Datos para la obtención de ganancias solares, obtenidas del manual Carrier.

40° LATITUD SUR

Tabla N° 5.10. Ganancias máximas solares según latitud y orientación de paredes, tabla 15 del Carrier, anexo A.

GANANCIAS MÁXIMAS SOLARES POR MES (Rs)				
Gmáx (kcal/h-m2)	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
Noreste (9.00)	301	339	396	439
Noroeste (15.00)	301	339	396	439
Sureste (7.00)	360	344	276	157
Suroeste (17.00)	360	344	276	157
Horizontal (12.00)	642	631	580	496

40° LATITUD NORTE MES DE JULIO (STANDARD)

Tabla N° 5.11. Ganancias máximas solares 40° latitud norte mes de julio, tabla N° 15 del Carrier, anexo A.

GANANCIAS MÁXIMAS SOLARES MES JULIO (Rm)		
Gmáx (kcal/h-m2)	Julio	Hora
Noreste	344	7.00
Noroeste	344	17.00
Sureste	339	9.00
Suroeste	339	15.00
Horizontal	631	12.00

T, exterior diseño	29	°C
T, interior diseño	21	°C
Delta T int. Ext.	8	°C
Delta Text en 24 hrs	12	°C
Q	$U \cdot A \cdot \Delta T_e$	kcal/h

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b \cdot (R_s/R_m) \cdot (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

A	-0,7	°C
B	0,78	°C

TABLAS N° 5.12. ΔT_{em} y ΔT_{es} A DIFERENTES HORAS SOLARES PARA MUROS TABLA 19 DEL CARRIER, ANEXO A.

12 HORAS SOLAR				
	$\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$		$\gamma = 600 \text{ kg/m}^3$	
ORIENTACIÓN	ΔT_{em}	ΔT_{es}	ΔT_{em}	ΔT_{es}
NE	7,8	2,2	6,1	0
NO	3,3	2,2	2,7	0
SE	15,6	2,2	6,1	0
SO	3,3	2,2	3,3	0
13 HORAS SOLAR				
	$\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$		$\gamma = 600 \text{ kg/m}^3$	
ORIENTACIÓN	ΔT_{em}	ΔT_{es}	ΔT_{em}	ΔT_{es}
NE	7,2	4,4	6,9	0,25
NO	5,5	4,4	2,75	0,25
SE	14,4	4,4	7,75	0,25
SO	10,6	4,4	3,6	0,25
14 HORAS SOLAR				
	$\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$		$\gamma = 600 \text{ kg/m}^3$	
ORIENTACIÓN	ΔT_{em}	ΔT_{es}	ΔT_{em}	ΔT_{es}
NE	6,7	5,5	7,8	0,55
NO	6,7	5,5	2,75	0,55
SE	13,3	5,5	8,9	0,55
SO	14,4	5,5	3,85	0,55
15 HORAS SOLAR				
	$\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$		$\gamma = 600 \text{ kg/m}^3$	
ORIENTACIÓN	ΔT_{em}	ΔT_{es}	ΔT_{em}	ΔT_{es}
NE	7,2	6,7	7,8	1,1
NO	10,6	6,7	3,05	1,1
SE	10,6	6,7	9,45	1,1
SO	18,9	6,7	5,3	1,1

TABLAS N° 5.13. Δ Tem y Δ Tes A DIFERENTES HORAS SOLARES PARA TECHO TABLA 20 DEL CARRIER, ANEXO A.

$\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$				
HORA	12	13	14	15
Δ Tem $\gamma \leq 50 \text{ kg/m}^3$	8,3	12,3	17,8	21,1
Δ Tes $\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$	3,3	5	6,7	7,2
$\gamma \leq 400 \text{ kg/m}^3$				
HORA	12	13	14	15
Δ Tem $\gamma \leq 400 \text{ kg/m}^3$	8,9	12,2	14,4	15,6
Δ Tes $\gamma \leq 300 \text{ kg/m}^3$	0	1,1	2,2	3,3

FACTORES PARA CONSIDERAR EN RADIACIÓN POR VENTANAS

TABLA N° 5.14. FACTORES DE ALMACENAMIENTO TABLA 11 DEL CARRIER, ANEXO A.

$\gamma \leq 100 \text{ kg/m}^3$				
ORIENTACION	12 hrs.	13 hrs.	14 hrs.	15 hrs
NE	0,73	0,61	0,45	0,32
NO	0,39	0,56	0,7	0,8
SE	0,27	0,22	0,18	0,16
SO	0,17	0,15	0,17	0,3
$\gamma \leq 600 \text{ kg/m}^3$				
ORIENTACION	12 hrs.	13 hrs.	14 hrs.	15 hrs
NE	0,59	0,555	0,495	0,445
NO	0,4	0,465	0,545	0,595
SE	0,45	0,315	0,285	0,275
SO	0,265	0,245	0,25	0,3

FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO	0,43	TABLA 16 DEL CARRIER, ANEXO A.
FACTOR DE LIMPIEZA	0,9	TABLA 15 DEL CARRIER, ANEXO A.

FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO	0,43	TABLA 16 DEL CARRIER, ANEXO A.
FACTOR DE LIMPIEZA	0,9	TABLA 15 DEL CARRIER, ANEXO A.

TABLA N° 5.15. RESUMEN DE GANANCIAS SOLARES POR RADIACIÓN.

GANANCIA SOLAR DICIEMBRE				
ORIENTACIÓN	12:00	13:00	14:00	15:00
NE	1.857,55	2.008,27	2.138,48	2.294,19
NO	523,51	867,00	1.055,59	1.592,82
SE	2.486,31	2.587,50	2.452,23	2.388,29
SO	9.733,07	11.419,21	13.362,18	21.200,45
HORIZ. POLIURET	2.524,48	2.515,11	2.443,01	2.515,11
HORIZ. POLICARB	133.598,17	111.636,83	82.355,04	58.563,58
W	150.723	131.034	103.807	88.554
Fracción por techo	0,96	0,94	0,93	0,90

GANANCIA SOLAR ENERO				
ORIENTACIÓN	12:00	13:00	14:00	15:00
NE	1.898,91	2.041,96	2.168,81	2.320,12
NO	532,72	875,65	1.063,85	1.607,98
SE	2.381,52	2.494,40	2.366,97	2.324,55
SO	9.692,06	11.360,37	13.205,36	20.983,13
HORIZ. POLIURET	2.492,14	2.498,94	2.436,08	2.498,94
HORIZ. POLICARB	131.309,11	111.636,83	80.943,97	57.560,16
W	148.306	130.908	102.185	87.295
Fracción por techo	0,96	0,94	0,93	0,90

PROMEDIO GANANCIAS DICIEMBRE	118.529	W
PROMEDIO GANANCIAS ENERO	117.174	W
PROMEDIO DE DISEÑO	117.852	W

Los detalles de los cálculos efectuados para diferentes meses, orientaciones y horas se encuentran en anexo "D".

En la tabla que se presenta a continuación se da a conocer un resumen total de ganancias en el recinto.

Nomenclatura:

Q_{cc} : Ganancia térmica por convección y conducción.

Q_r : Ganancia térmica por radiación en techos, muros y ventanas.

Q_p : Ganancia térmica debido a las personas.

Q_l : Ganancia térmica debido a las luces.

Q_e : Ganancia térmica debido a los equipos.

Tabla 5.16. Resumen de ganancias térmicas para la condición de verano.

Recinto	Q_{cc} Recinto	Q_r Techos, Muros y Ventanas	Q_p Persona	Q_l luces	Q_e Equipos	Q_{total} (W)
Ganancias (W)	74.488,8	117.851	3.209,3	8.256	770	204.575

Total	204.575
--------------	----------------

Nota: El aporte de calor latente aportado por las personas se desprecia por ser un valor despreciable en comparación con el total de las cargas sensibles determinadas.

Análisis general de cargas térmicas

Se ha demostrado que la carga de refrigeración (tabla 5.15.) es mayor a la carga de calefacción (tabla 5.3.), esto indica que las ganancias de calor en verano son mayores a las pérdidas de calor en invierno. Debido en gran parte al diseño estructural, ya que las mayores ganancias por radiación solar se presentan en materiales transparentes por el gran porcentaje de radiación solar transmitido al interior, el recinto en estudio posee una gran área de policarbonato en el techo considerado como vidrio opalescente claro. Según los cálculos de ganancias solares en Diciembre y Enero presentan entre un 96% y un 90% del total de dichas ganancias a través del techo (tabla 5.15.).

A continuación se expone en la figura 5.7, un esquema con el ciclo de diseño para la época verano, determinando a través del programa computacional EES.

CICLO DE VERANO DE DISEÑO

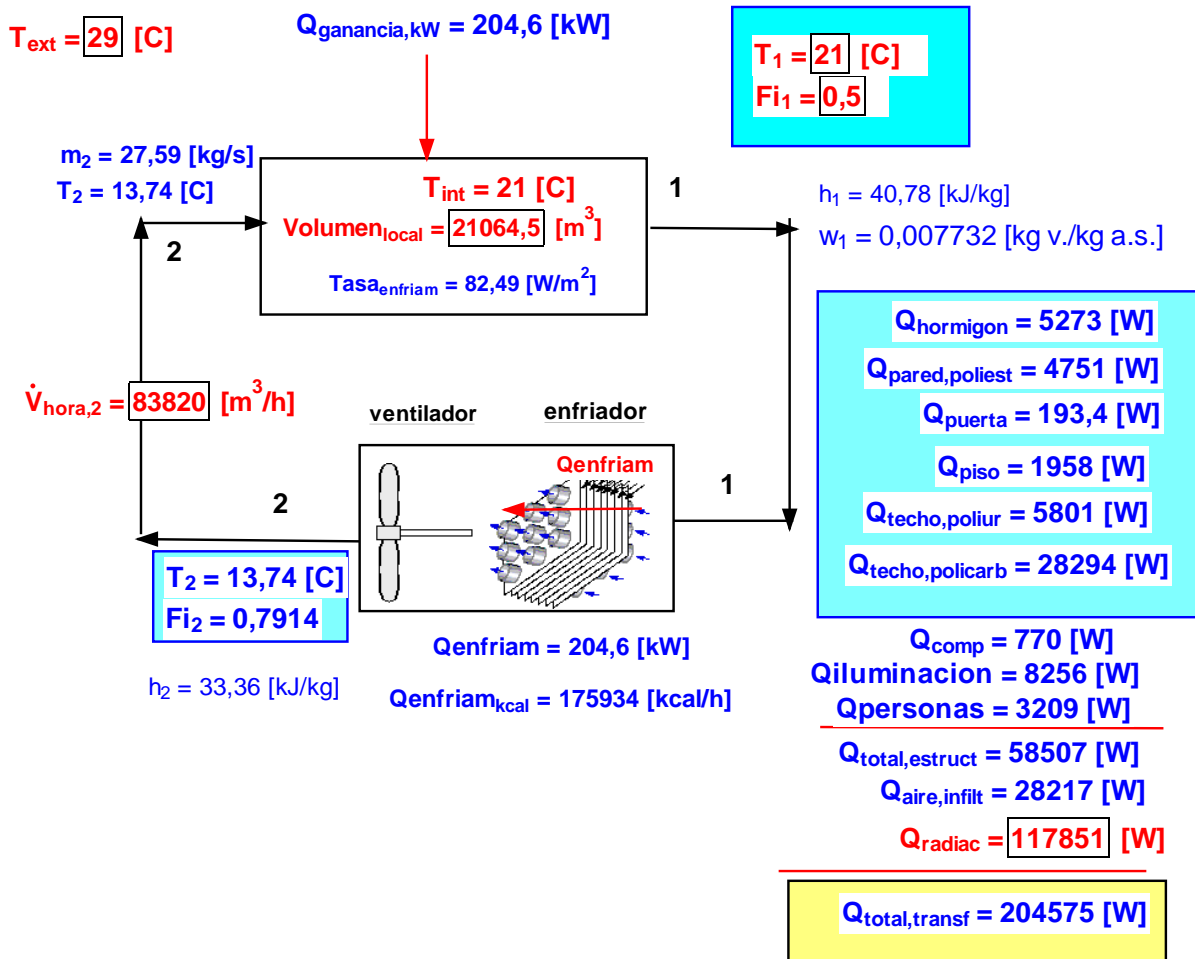


Figura 5.7. Condiciones de diseño para verano.

De la figura anterior se concluye que el aire a introducir en el recinto debe ser aproximadamente de 14°C y con una humedad relativa de 80%, para obtener en el interior del recinto una temperatura de 21°C y una humedad relativa de 50%.

CAPÍTULO VI SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ESTUDIO ECONÓMICO.

6.1. Generalidades:

Dada la naturaleza del recinto en estudio y teniendo en cuenta que éste no posee actualmente un sistema de enfriamiento (solo calefacción), se hace indispensable la incorporación de un equipo que satisfaga las necesidades de temperaturas y humedad relativa que requiere el recinto en condiciones de verano, y así mantener la disponibilidad y operatividad del material sensible que se encuentra al interior de la maestranza.

La elección del equipo de refrigeración se basó en aprovechar al máximo algunos componentes del actual sistema de calefacción, para así minimizar los costos de inversión. La opción adoptada para mantener la temperatura y la humedad relativa dentro de los valores aceptables, fue un chiller que enfriará agua para hacerla pasar por el radiador e impulsar aire a través de éste, mediante el ventilador del sistema de calefacción. Sin embargo se evaluará económicamente la opción de reemplazar la caldera utilizada en invierno por un equipo de refrigeración capaz de trabajar como bomba de calor y así obtener agua caliente o fría ya sea para invierno o verano, respectivamente.

6.2. Datos de diseño para verano.

Para estos datos se estimó una diferencia de temperatura de 6°C entre el agua de entrada y salida en el chiller.

Caudal de agua.

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{\dot{Q}_{\text{agua}}}{C_p \text{ agua} \times \Delta T_{\text{agua}}}$$

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = \dot{Q}_{\text{aire}} = \text{Carga de refrigeración}$$

$$C_p \text{ agua} = 4,187 \text{ (kJ/(kg}\cdot\text{K))}$$

$$\text{Temperatura de entrada al chiller} = 13,74^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de salida del chiller} = 7,74^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = 6^\circ\text{C} \text{ ó } ^\circ\text{K}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{204,6 \text{ (kJ/s)} \times 3600}{4,187 \text{ (kJ/(kg}\cdot\text{K))} \times 6^\circ \text{ K}} = 29,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Resumen de datos para diseño en temporada de verano.

Carga de refrigeración	204,6 kW
Caudal de agua	29,3 m ³ /h
Temperatura agua entrada del chiller	13,74 °C
Temperatura agua salida del chiller	7,74 °C

6.3. Datos del equipo seleccionado.

Según el catálogo del equipo de la marca VICOT, se seleccionaron los modelos con las características que se indican a continuación.

Resumen de características de los equipos.

Marca	VICOT
Modelo solo frío	VMA 250 L
Modelo bomba de calor	VMN 250 L
Carga de refrigeración (ambos modelos)	238 kW
Carga de calefacción VMN 250 L	261 kW
Refrigerante (ambos modelos)	R 407 C
Consumo de potencia eléctrica (ambos modelos)	87,6 kW
Temperatura agua de entrada (enfriamiento)	12°C
Temperatura agua salida (enfriamiento)	7°C
Vida útil(ambos modelos)	20 años

Conforme a los datos entregados por el fabricante del equipo, podemos ratificar la concordancia de nuestro criterio en la selección del equipo:

- La carga de refrigeración posee una diferencia positiva de 33,4 kW.
- La temperatura del agua en la salida que se requiere es de 7,74°C y la que entrega el equipo es de 7°C.
- La temperatura del agua en la entrada es como máximo de 13,74°C y la que entrega el equipo según los valores de referencia es de 12°C.
- El caudal de agua necesario es de 29,3 m³/h y la bomba seleccionada (modelo 28/2) entrega un máximo de 35 m³/h y según el cálculo de pérdidas de carga en el circuito la bomba debe entregar 30 m³/h, por lo tanto la bomba seleccionada es la adecuada para el circuito de agua.

Nota: Los cálculos de las pérdidas de carga se encuentran en anexo A.

El equipo seleccionado fue un chiller de la empresa VICOT (China), que posee un compresor de tornillo refrigerado por aire, equipo que cuenta con las características requeridas para satisfacer las necesidades del proyecto. Se trata de la serie VM, que tiene la función del ciclo de descongelación automático reversible, de dos etapas automático anti-congelación sistema integrado, auto-diagnosticable, y es controlado por un microordenador. Puede ser ampliamente utilizado para hoteles, casas, hospitales, cines, estadios, zonas de ocio, edificios de oficinas, fábricas, etc. También puede proporcionar agua enfriada industrial y agua hipotérmica para la fabricación técnica. El aparato es adecuado para la instalación en el exterior, tales como techo y piso, disminuyendo así la inversión del proyecto de construcción, y sin sistema de agua de refrigeración, tales como torres de refrigeración y bomba de refrigeración. La unidad guarda el agua en gran medida, y la unidad es fácil de instalar, gestionar y mantener. (ANEXO "E" CATALOGO DEL EQUIPO.).



6.4. Principales características del chiller:

1. Diseño modular.

Los modelos seleccionados (VMA 250 L y VMN 250 L) se compone de seis módulos, los cuales son montados en una unidad integrada de acuerdo con la capacidad requerida, la capacidad de refrigeración para ambos equipos es de 238 kW y la capacidad de calefacción para la bomba de calor (VMN 250 L) es de 261 kW. Es fácil de transportar debido a su estructura compacta, pequeño tamaño y peso ligero. Cada unidad modular se puede dividir dos sistemas tanto de refrigeración o calefacción independientes, lo cual es conveniente para climatizar un ambiente en toda época del año. Además posee una alta flexibilidad para ajustar y controlar la energía suministrada.

2. Alto rendimiento, bajo consumo y bajo costo.

Esta serie de equipos, utilizan marcas internacionales de compresor de alta eficiencia energética semi-herméticos de tornillo, ventilador del condensador y los componentes del sistema de refrigeración. Se utilizan nuevas tecnologías de aire acondicionado y de control para optimizar el diseño, fabricados con avanzados equipos de procesamiento y sometidos a un estricto control de funcionamiento, para garantizar la confiabilidad en el ahorro de energía.

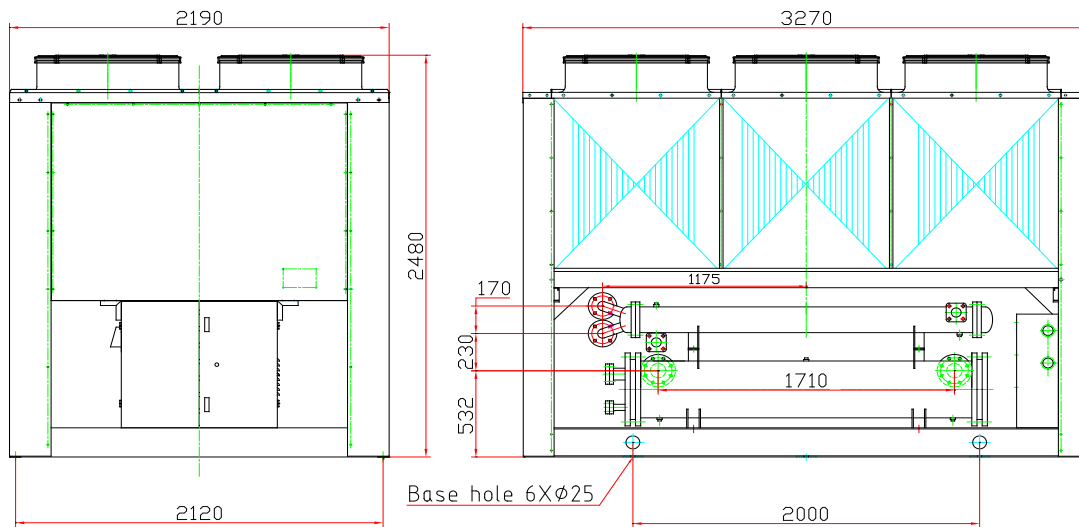
3. Control completamente automático.

El funcionamiento y la gestión de esta unidad son controladas por el sistema de microcomputadora en el chiller y un sistema de control al interior de recinto (opcional). Es fácil de manejar y no se requiere ninguna persona la gestión profesional. Las unidades de encender / apagar el compresor automáticamente de acuerdo a la carga, por lo que las unidades operan en el punto de la más económica y de ahorro de energía. Y hay funciones de protección completas tales como el error de auto-detección del sistema, equilibrando el desgaste del compresor de forma automática, y anti-congelante automáticamente en invierno.

4.- Especificaciones técnicas del chiller (frío solo VMA250L o bomba de calor VMN250L).

Model			Air Cooled Screw Chiller					
			VMA180L VMN180L	VMA250L VMN250L	VMA320L VMN320L	VMA380L VMN380L	VMA430L VMN430L	
Cooling Capacity	kW(R22)		180	250	320	380	430	
Heating Capacity	kW(R22)		198	275	350	430	480	
Cooling Capacity	kW(R407c)		171	238	304	361	409	
Heating Capacity	kW(R407c)		188	261	333	409	456	
Domestic Hot Water (Optional)	Heat Recovery	kW(R22)	54	75	96	114	129	
		kW(R407C)	51.3	71.3	91.2	108.3	122.6	
	Inlet Temp	°C	50					
	Outlet Temp	°C	55					
	Water Flow	m ³ /h	9.3	12.9	16.5	19.6	22.2	
Water Pipe Size			DN50	DN50	DN50	DN50	DN50	
Compressor	Type		Semi Hermetic Screw Compressor					
	Input Power x Qty	kW	59.9×1	76.8×1	103.2×1	121.4×1	128.6×1	
	Energy Steps		25-50-75-100%					
Fan	Type		Axial					
	Input Power x Qty	kW	1.8×4	1.8×6	1.8×6	1.8×8	1.8×8	
	Air Flow	m ³ /h	92000	138000	138000	184000	184000	
Water-Side Heat Exchange	Type		Shell & Tube					
	Water Flow	m ³ /h	31	43	55	66	74	
	Drop Water Side	kPa	40	40	40	40	40	
	Connection Pipe Size		DN80		DN100			
Refrigerant	Type		R22/R407c					
	Charge Amount(kg)		60	80	110	125	135	
	Expansion Device		Thermal Expansion Valve					
Noise	dB(A)		74	76	76	78	78	
Power		3φ-380V-50Hz						
Total Power Input	kW		67.1	87.6	114	135.8	143	
Max Operating Current	A		170	210	280	340	360	
Dimension	Length	mm	2290	3270	4020	4750	5250	
	Width	mm	2190					
	Height	mm	2480					
Weight	Net/Operating		Kg	2050 2150	2750 2900	3200 3350	3650 3850	4000 4200

Dimensiones equipos VMN(A) 250L




6.5. Funcionamiento del sistema.

Ya sea para satisfacer las necesidades de verano o invierno, el control interior del recinto determinará la puesta en marcha o la detención del chiller, donde éste trabajará de forma automática hasta cumplir con las necesidades indicadas en el control interior. Automáticamente el chiller se regulará según las condiciones interiores y exteriores del recinto. Paralelamente al encenderse el chiller, el operario deberá hacer partir en forma manual el ventilador ubicado en la sala de climatización del sistema de calefacción para que se produzca el intercambio de calor del agua y el aire que pasará a través del radiador donde circulará el agua fría.

Como mejora del sistema anterior se diseñará un circuito de control que haga funcionar de forma automática el ventilador una mediante un sensor de flujo de agua ubicado en la entrada del radiador (sala de climatización), dando una señal eléctrica al contactor que cerrará los contactos de fuerza del ventilador y lo activará, para permitir así el intercambio de calor entre el agua y el aire del recinto.

6.6. Costos de inversión del chiller.

Precio del dólar \$ 506, fecha 14/07/13.

Quotation of CHILLER							
No.	Model	Cooling Capacity	Ref	Description	Dimension	Unit Price	Picture
		kW			mm	US\$	
1	VMA250LZ	250	R407c	Air cooled water chiller, cooling only, 380V/50HZ/3PH, screw compressor.	3270*2190*2480	25,031.00	
2	VMN250LZ	250	R407c	Air cooled water chiller, heat pump, 380V/50HZ/3PH, screw compressor.	3270*2190*2480	26,166.00	

El costo del equipo solo frío es de \$12.700.000

El costo del equipo bomba de calor (frío y calor) es de \$13.400.000.

Quotation of KIT				
No.	Model	Power	Description	Unit Price
		V/Hz/Ph		US\$
1	VSL250A2	380/50/3	Water supply pump x02 (01 standby), circulation pump x03 (01 standby), water tank x1, pressure tank x1, valves and accessories, electronic device for water treatment pressure gage, electricity box.	9,360.00

El KIT incorpora los siguientes elementos:

- Bomba de suministro de agua.
- Bomba de circulación.
- 1 tanque de agua y 1 tanque de expansión, válvulas y accesorios.
- Dispositivo electrónico para el tratamiento de aguas.
- Manómetro y caja de electricidad.

El costo del KIT es de \$ 4.700.000 (este KIT se debe instalar con cualquiera de los dos equipos).

Costo total equipo solo frío es de \$ 17.400.000.

Costo total equipo bomba de calor es de \$ 18.000.000.

Nota: Los valores de envío están incluidos en el precio, pero los costos de instalación como ductos, válvulas, aislación y base se deben sumar al precio del equipo.

6.7. Costos de instalación del chiller.

Tabla 6.1. Costos de materiales del sistema de Climatización.

DESCRIPCIÓN	CANT.	UND.	VALOR UNIT.	VALOR
Artículos eléctricos	---	---	300.000	300.000
Cañería Cu ø 3"	3	18 m	120.000	360.000
Codos Cu ø 2"	10	Und	8.000	80.000
Válvula Cu ø 2"	4	Und	19.000	76.000
Aislación Cañerías Cu	---	35m	180.000	180.000
Soportes de cañerías	32	Und	1.800	57.600
Gases y soldadura	---	---	270.000	270.000
Base de hormigón	4	m ³	150.000	600.000
Pernos de anclaje	12	Und	9.000	108.000

TOTAL	2.031.600
--------------	------------------

Nota: Los costos de mano de obra no se consideraron en la tabla anterior, ya que la empresa a la cual esta dirigido el proyecto cuenta con técnicos especialistas en el área.

6.8. Costos de energía y operación para verano con chiller.

Para estos valores se consideró un promedio de 3 horas diarias efectivas de funcionamiento durante tres meses según registros de la caldera durante el año anterior. Tabla 6.2.

Costos de la energía.

Hrs. Operación x día.	Días funcionando	Consumo potencia eléctrica (kW)	Costo del (\$/kWh)	Valor en la operación de enfriamiento (\$)
3	90	87,6	45	1.064.340

$$\text{Costo de enfriamiento} = 3(\text{hrs}) \times 90(\text{días}) \times 87,6(\text{kW}) \times 45(\$/\text{kWh}) = \$ 1.064.340$$

Costos de operación anual (mantención y HH).

$$\text{Costo de HH} = \$ 1.000.000$$

$$\text{Costo de mantención} = \$ 500.000$$

$$\text{Costo de operación anual} = \$ 1.500.000$$

6.9. Costos de energía y operación para calefacción con sistema actual (caldera).

Costos de energía.

Costo litro del combustible: \$ 487

A continuación se muestra una tabla con datos reales de la caldera en el año 2012.

Tabla 6.2. Resumen del funcionamiento de la caldera.

	TRABAJO EFECTIVO MENSUAL (hrs)	CONSUMO COMBUSTIBLE MENSUAL (kg)	DIAS SIN ENCENDER LA CALDERA	PROMEDIO DIARIO EFECTIVO (hrs)
ENERO	---	---	30	---
FEBRERO	---	---	30	---
MARZO	6,11	87	20	0,61
ABRIL	53,21	773	---	1,41
MAYO	82,58	1205	---	2,05
JUNIO	160,07	2339	---	4,10
JULIO	81,26	1183	---	2,16
AGOSTO	89,01	1298	---	2,21
SEPTIEMBRE	50,15	733	---	1,29
OCTUBRE	64,30	938	---	1,60
NOVIEMBRE	32,70	477	---	0,87
DICIEMBRE	12,64	183	10	0,63
AÑO	632	9216	90	1,69

Costo anual de combustible (CAC).

$$CAC = \frac{\text{Consumo anual(kg)} \times \text{Costo}(\$/\text{litro})}{\text{Densidad(kg/litro)}}$$

$$CAC = \frac{9216(\text{kg}) \times 487(\$/\text{litro})}{0,85(\text{kg/litro})} = \$ 5.280.230$$

Costo anual de electricidad (CAE).

CAE motor bomba circulación = Potencia (kW) x horas de trabajo (hrs) x valor kWh

CAE motor bomba circulación = 2,238 (kW) x 632 (hrs) x 45 (\$/kWh)

CAE motor bomba circulación = \$ 63.650

CAE motor quemador = Potencia (kW) x horas de trabajo (hrs) x valor kWh

CAE motor quemador = 1,8 (kW) x 632 (hrs) x 45 (\$/kWh)

CAE motor quemador = \$ 51.200

Costo anual de electricidad en la caldera = \$63.650 + \$51.200 = \$114.850

Costo de operación anual de la caldera = Combustible + electricidad

Costo de operación anual de la caldera = \$ 5.280.230 + \$114.850

Costo de operación anual de la caldera = \$5.395.000

Costos de operación anual (mantención y HH).

Costo de HH = \$ 2.000.000

Costo de mantención = \$ 200.000

Costo de operación anual = \$ 4.000.000

6.10. Costos de energía y operación para calefacción con bomba de calor.

Costos de la energía

Costo del kWh: \$ 45.

Potencia eléctrica que consume el equipo: 87,6 KW.

Para este cálculo se consideró las horas de trabajo efectivo anual que trabaja la caldera (632 hrs), según tabla 6.2.

Costo anual de electricidad (CAE).

CAE = consumo equipo (kW) x tiempo funcionamiento anual (hrs) x costo (\$/kWh)

CAE = 87,6 (kW) x 632 (hrs) x 45 (\$/kWh)

CAE = \$ 2.491.500

6.11. Costos totales de inversión.

Total de inversión para equipo solo frío.

Costo del equipo	12.700.000
Costo del kit	4.700.000
Costos de materiales	2.031.600
Total de inversión	\$19.431.600

Total de inversión para bomba de calor.

Costo del equipo	13.400.000
Costo del kit	4.700.000
Costos de materiales	2.031.600
Total de inversión	\$20.131.600

Se demostró que los costos de operación de la bomba de calor son más bajos que los costos de la caldera en temporada de invierno y por ello se recomienda la adquisición de la bomba de calor modelo VMN250L que cumpla la función de la caldera.

6.12. Evaluación económica anual, para reemplazar la caldera por la bomba de calor.

Periodo de Evaluación: 10 años

	ANALISIS INVIERNO			
	BOMBA CALOR		CALDERA AGUA CALIENTE	
	Costo op. anual	Costo Energía	Costo Op. anual	Costo Energía
Anualidad	1.500.000	2.491.500	4.000.000	5.395.000
Tasa descuento	10%	10%	10%	10%
Tasa esc. Comb.		1,5%		4,5%
Periodos	5	5	5	5
Valor Presente	5.686.180	9.850.446	15.163.147	23.188.585
	15.536.626		38.351.732	
Inv. Inicial	20.131.600	n/a	0	n/a
CAN	35.668.226		38.351.732	

COSTO DE LA ENERGÍA

$$VP = A * (1+e)/(i-e) * (1 - ((1+e)/(1+i))^n)$$

VP= Valor Presente
 A= Anualidad
 e= Tasa de escalamiento del energético
 i= Tasa de descuento
 n= Periodos de evaluación

COSTO DE MANTENCIÓN Y OPERACIÓN

$$VP = A * ((1+i)^n - 1) / (i * (1+i)^n)$$

COSTO ACTUAL NETO (CAN)

$$CAN = II + VP$$

Tabla 6.3. Comparación entre el CAN de la bomba de calor y la caldera a través de los años.

AÑOS	BOMBA CALOR	CALD.AGUA CAL.
	CAN	CAN
1	23.794.211	8.761.614
2	27.155.208	16.936.386
3	30.239.586	24.567.184
4	33.070.258	31.693.499
5	35.668.226	38.351.732
6	38.052.741	44.575.449
7	40.241.452	50.395.611
8	42.250.539	55.840.793
9	44.094.836	60.937.380
10	45.787.945	65.709.738

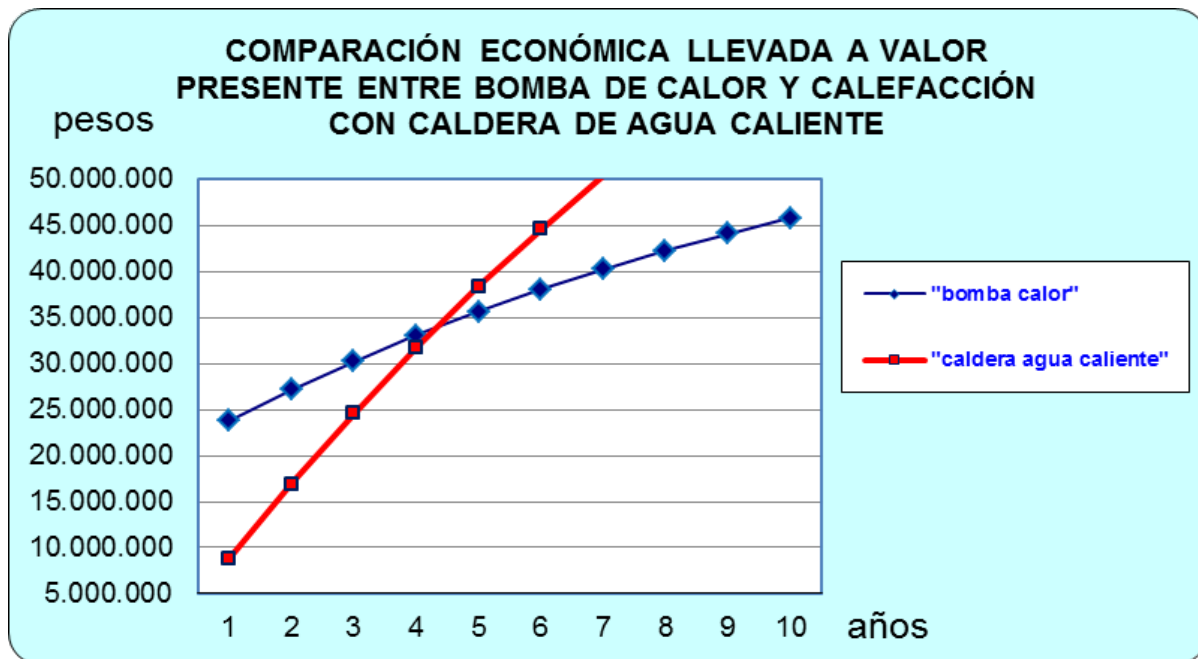


Figura 6.1. Comparación económica entre bomba de calor y caldera.

Según el gráfico anterior se aprecia que el gasto total de la bomba de calor para temporada de invierno se amortiza en un periodo de 4.5 años aproximadamente. Cabe señalar que la recuperación de la inversión es sólo con el ahorro de energía, operación y mantención. Además esta nueva unidad permite el acondicionamiento para toda época del año.

6.13. Instalación del equipo.

A continuación se muestra un diagrama con la incorporación de la unidad compacta (cualquier modelo) en el sistema de climatización.

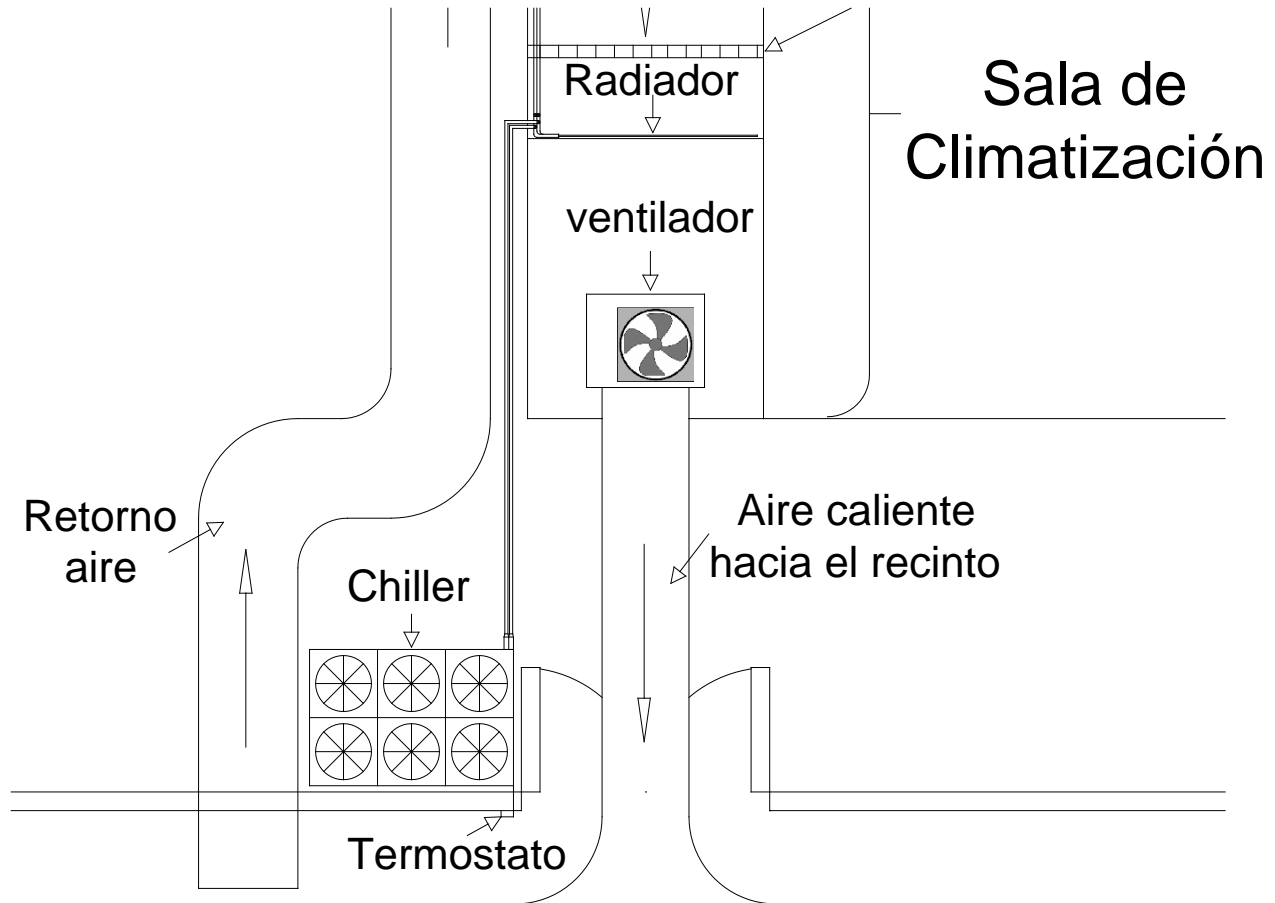


Figura 6.1. Incorporación del chiller.

Recomendaciones para la instalación.

Como se muestra en la figura 6.1, la instalación de este nuevo equipo ya sea el VMA 250 L ó el VMN 250 L, es muy sencilla, se debe aplicar una cañería de cobre de 3" y antes de llegar al radiador se reduce a 2". Se debe incorporar 4 válvulas de corte en el caso que se continúe con la caldera y 2 válvulas en caso que se elimine la caldera, en el sector del radiador. Para la aislación se deben aislar todas las cañerías, que según tablas especiales recomienda 1" de espesor. Además se tiene que construir una base para el equipo que incorpore pernos de anclaje con las medidas que indica el catálogo del equipo (anexo "E") y para prevenir cualquier tipo de accidente se debe incorporar una malla alrededor del equipo (la malla es opcional), y para finalizar la instalación eléctrica debida.

CAPÍTULO VII RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

7.1. Recomendaciones

1.- Propuesta de control para mejorar el actual sistema de calefacción.

Para el caso en que se continúe operando el sistema actual de calefacción y con el propósito de aumentar la eficiencia, así como facilitar el trabajo del operador, es preciso recurrir al mando a distancia. Particularmente este caso será proponer un circuito automático para controlar la energía suministrada a la maestranza, ya que esta no cuenta con este tipo de control. El circuito contará con contactores y sensores (termostato), donde este último enviará una señal eléctrica al circuito de control diseñado para el caso y así el funcionamiento del sistema de climatización quedará sujeto a la condición real de temperatura interior del recinto.

A continuación se ilustra el diseño propuesto para el control de suministro de energía a la maestranza:

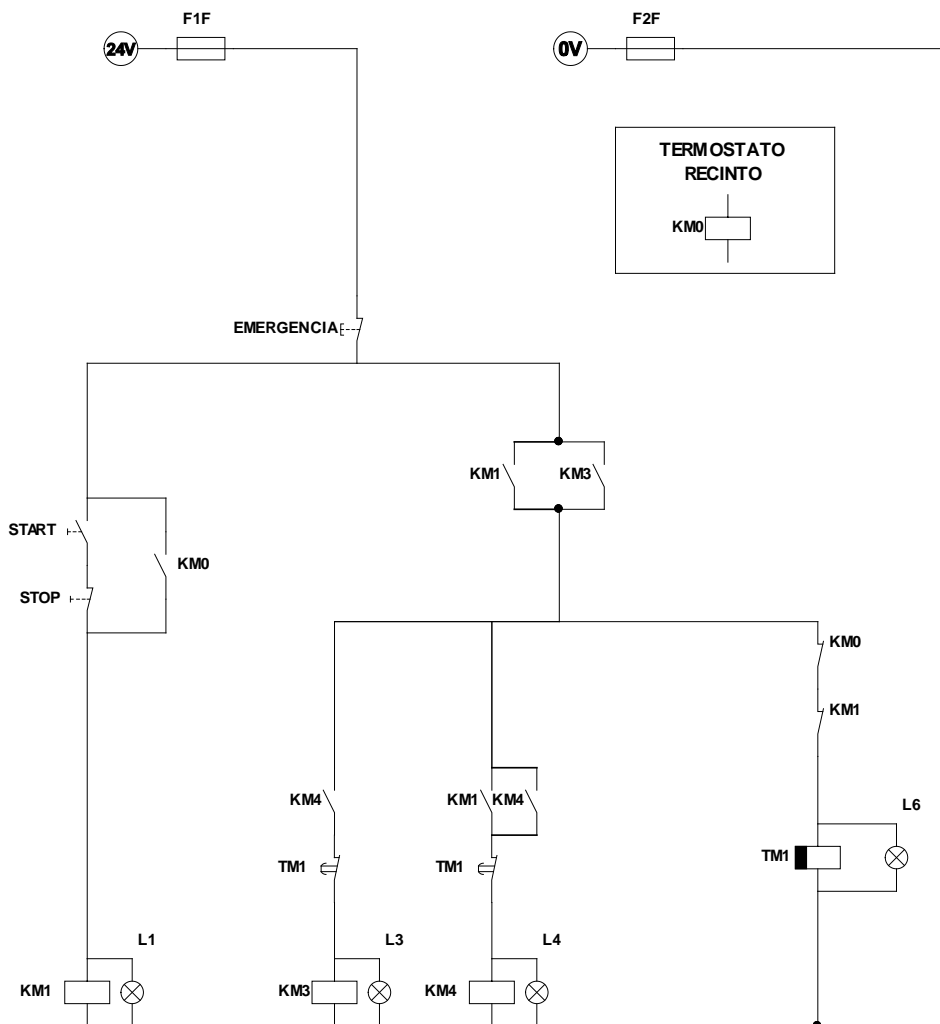


Figura 7.1. Circuito de control propuesto para el recinto

Siendo:

F1F y F2F: Fusibles de protección contra cortocircuito del circuito de control.

KM0: Relé de comando del termostato al interior del recinto, con 02 contactos auxiliares KM0 NC (01) y KM0 NA (01).

KM1: Contactor de comando puesta en marcha de la caldera, con 04 contactos auxiliares KM1 NC (02) y KM1 NA (02).

KM3: Contactor de comando puesta en marcha del ventilador, con 01 contactos auxiliares KM3 NA (01).

KM4: Contactor de comando puesta en marcha de bomba de agua caldera, con 02 contactos auxiliares KM4 NA (02).

TM1: Temporizador con retardo a la desactivación, con 02 contactos auxiliares NC.

START/STOP: Botonera para accionamiento manual de sistema de control, en caso de inoperatividad del termostato al interior del recinto.

L1, L3, L4, y L6: lámparas indicadoras del funcionamiento de cada contactor.

Emergencia: Interruptor NC, para paradas de emergencia.

Funcionamiento del sistema de control:

Al detectar el termostato un requerimiento de energía al recinto ya sea calor o frío, se activará el relé KM0 el cual abrirá y cerrará sus contactos auxiliares. Al cerrarse pondrá en servicio la caldera con su contacto NA, junto con esto desactivará TM1 con su contacto NC, y pondrá en servicio KM1.

En condiciones en que se necesite calor al interior del recinto y energizándose KM0 y KM1, se cerrarán los 02 contactos NA de KM1, los que permitirán que se energice KM4, con KM4 activado se cerrarán sus 02 contactos NA, los que enclavarán KM4 y darán el paso de la corriente a KM3. KM3 cerrará su único contacto NA y enclavará el circuito en que están KM3, KM4 y TM1, garantizando así su funcionamiento una vez el termostato corte el paso de la corriente a KM1.

Una vez la temperatura del recinto haya llegado a la programada por el termostato, KM0 se desactivará, y abrirá o cerrará sus contactos auxiliares NA y NC respectivamente, y con ello desactiva KM1 y cerrar el contacto NC que es una de las condiciones para activar el temporizador, la otra condición es el cierre del contacto NC de KM1. Con estas aperturas y cierres de contactos, la corriente activa TM1, para así hacer funcionar solamente KM3 y KM4 durante un tiempo determinado. Terminado el tiempo de apertura de los contactos NC de TM1, estos contactos se abren y se resetea el circuito completo al desactivarse KM3, el cual abre su contacto NA, y así dar las condiciones para un nuevo ciclo de control.

Lo anterior será de igual forma manualmente con la botonera de start y stop en el caso en que el sensor no actué de forma automática. Un operario deberá presionar start cuando se necesite aumentar la temperatura interior del recinto y stop cuando se estime que la maestranza ya está con la temperatura adecuada.

2.- Recomendación para el control de partidas y paradas del ventilador.

Para el caso en que se materialice la adquisición del chiller, ya sea para utilizarlo tanto en verano como en invierno, surge la necesidad de controlar el ventilado del proceso, para así aumentar la eficiencia y facilitar la operación del sistema.

La propuesta será implementar un circuito automático que haga partir el ventilador una vez este en servicio el chiller. Se instalará un sensor de flujo de agua en el radiador del climatizador que enviará una señal eléctrica a un contactor que cerrará el circuito del ventilador y así este quedara sujeto a las partidas y paradas del chiller tanto en invierno como en verano.

A continuación el diseño propuesto para el control del ventilador del sistema:

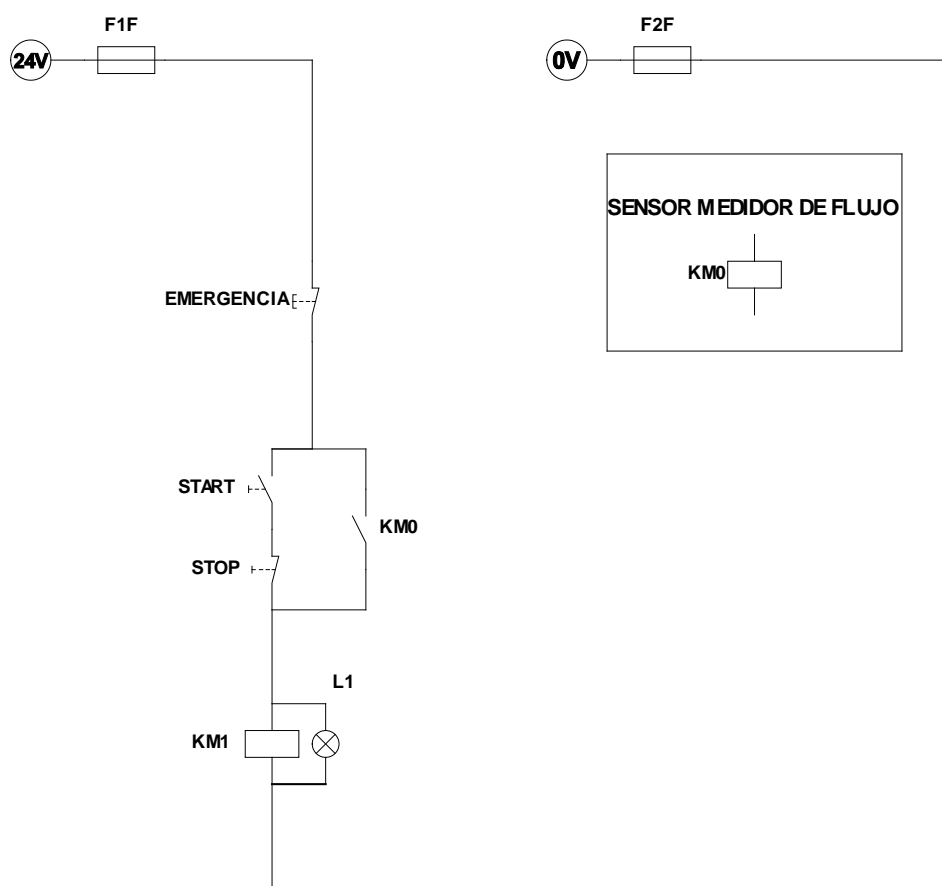


Figura 7.2. Circuito de control propuesto para ventilador del recinto.

Siendo:

F1F y F2F: Fusibles de protección contra cortocircuito del circuito de control.

KM0: Relé de comando del sensor de flujo de agua en el radiador al interior del climatizador, con 01 contacto auxiliar KM0 NA (01).

KM1: Contactor de comando puesta en marcha del ventilador.

START/STOP: Botonera para accionamiento manual de sistema de control, en caso de inoperatividad del sensor de flujo de agua en el radiador.

L1: lámparas indicadoras del funcionamiento de del ventilador.

Emergencia: Interruptor NC, para paradas de emergencia.

Funcionamiento del sistema de control:

Al detectar el sensor un flujo en el circuito del radiador, ya sea calor o frío, se activará el relé KM0 el cual cerrará sus contactos auxiliares, al cerrarse pondrá en servicio KM1 con su contacto NA, para poner en servicio el ventilador.

Una vez la temperatura del recinto haya llegado a la programada por el termostato, KM0 se desactivará y abrirá su contacto auxiliar NA, y con ello desactiva KM1, que impedirá el suministro de corriente al ventilador, y así dar las condiciones para un nuevo ciclo de control.

Lo anterior podrá hacerse de igual forma manualmente con la botonera de start y stop en el caso en que el sensor no actúe de forma automática. Un operario deberá presionar start cuando esté en servicio el chiller o de caso contrario stop para su detención.

3.- Los resultados obtenidos por pérdidas y ganancias de calor, presentan un 38% y 54% del total de ganancias producidas a través del techo de policarbonato respectivamente. Por lo anterior se recomienda disminuir el área de dicho material, más o menos 1/3, con lo cual disminuiría considerablemente el consumo de energía tanto en verano como en invierno. Lo anterior no afectaría en gran medida la iluminación natural de la maestranza.

7.2. Conclusiones.

1.- Aunque el aire es 100% recirculado, este no afecta la salud de las personas, debido al gran volumen del recinto, la baja cantidad de ocupantes y el aire infiltrado. Lo anterior según norma de ventilación citada en manual Carrier, que establece renovar entre 8,5 a 13 m³/h por persona. (Por infiltración de aire ingresan 350 m³/h por persona).

2.- Según los datos reales en comparación a los resultados entregados por el programa computacional EES de temperatura y humedad relativa al interior del recinto, se obtuvo una diferencia de 1°C y un Fi 4,9% respectivamente. Lo anterior da la confianza para utilizarlo en otras condiciones de operación.

3.- Dado el resultado final de pérdidas de calor (carga de calefacción = 140000 kcal/h) y la capacidad de la caldera (660000 kcal/h) se aprecia que la caldera está sobredimensionada.

4.- El 61% de las pérdidas por conducción y convección (62.096 kW) y el 90% de las ganancias por radiación solar (106.300 kW), corresponden al techo de policarbonato, por lo cual influyen en gran parte en las cargas totales de calefacción (163 kW) y refrigeración (205 kW) requeridas.

5.- Se seleccionaron dos equipos de la marca VICOT, que cumplen con las características requeridas para el sistema, los cuales poseen la misma carga de refrigeración, pero uno de ellos solo entrega agua fría (VMA250L), el que nos sirve para las necesidades en verano y el otro entrega agua fría y caliente (VMN250L), que acondicionará el recinto en toda época del año (bomba de calor).

6.- Por lo anterior se evaluaron económicamente los dos equipos. Para el sistema solo frío se obtuvo un costo de inversión de \$19.431.600 y el gasto operación más el consumo de energía es de \$2.564.340 anual. Para la bomba de calor se obtuvo un costo de inversión de \$20.131.600 y el gasto operacional más el consumo de energía es de \$3.991.500 anual, además la caldera del actual proceso posee un gasto de operación más un consumo de energía de \$9.395.000 anual. El costo de inversión de la bomba de calor es levemente superior al equipo solo frío, ocupando el mismo espacio físico, aportando con un solo equipo los requerimientos para toda época del año. Se demostró que la bomba de calor se financia en un periodo de 4,5 años, aproximadamente. Por último si se sumaran los gastos por operación y energía, en invierno y verano de la bomba de calor, estos gastos siguen siendo menores que los gastos operacionales de la caldera. Por lo descrito en este párrafo la alternativa más viable es la adquisición de la bomba de calor, con lo cual quedaría disponible la caldera para otro uso, como la calefacción central de otro edificio.

7.- Si se mantiene el uso de la caldera en invierno, se diseñó un circuito de control, para monitorear la temperatura del aire al interior del recinto y actúe sobre el funcionamiento de la caldera.

BIBLIOGRAFÍA

Libros, normas y software consultados.

- Carrier, “Manual de Aire Acondicionado”.
- Norma NCh 1078.c73.
- Norma NCh 853.EOF71.
- EES. Apoyo cálculos de cargas térmicas.
- AUTOMATION STUDIO. Diseño sistemas de control.
- AUTOCAD. Dibujos a escala del sistema.

Páginas web consultadas.

- <http://www.vicot.com.cn> Equipo seleccionado.
- <http://es.wikipedia.org> Conceptos climatización.